

VŠB – Technická universita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční návrh zkušebního stavu pro testování náprav nákladního
automobilu

Design Concept of a Truck Axles Testing Device

Student:

Bc. Libor Galetka

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Libor Galetka**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Konstrukční návrh zkušebního stavu pro testování náprav nákladního automobilu
Design Concept of a Truck Axles Testing Device

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte stručnou úvodní studii o testování agregátů náprav. Navrhněte konstrukční řešení zkušebního zařízení pro testování unikátní koncepce náprav nákladních automobilů značky Tatra. Návrh doplňte základní projekční rozvahou. Proveďte pevnostní výpočty pro zajištění požadované životnosti zkušebního stavu, zejména komponentů nově navržené redukční převodovky. Nakreslete blokové schéma zkušebního zařízení a sestavný výkres převodovky, včetně výrobní dokumentace pěti jejích dílčích součástí. Bližší informace, včetně postupu řešení a možnosti zástavby, budou upřesněny konzultantem.

Seznam doporučené odborné literatury:

MORAVEC, Vladimír et al. *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*. Ostrava: Montanex a. s., 2009. ISBN 978-80-7225-304-3.

MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola*. Ostrava: Montanex a. s., 2001, 291 s. ISBN 80-7722-051-5.

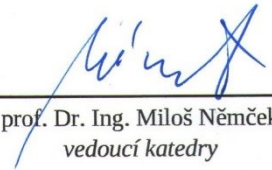
VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2001, 575 s. ISBN 80-238-6573-0

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Maršálek, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

15.5.2018

V Ostravě



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

15.5.2018

V Ostravě

.....

podpis

Bc. Libor Galetka

17. listopadu 745/50

708 00 Ostrava Poruba

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

GALETKA, L. *Konstrukční návrh zkušebního stavu pro testování náprav nákladního automobilu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 64 s. Vedoucí práce: Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem zařízení, pro testování náprav nákladního automobilu. Hlavní část návrhu je soustředěna na dvoustupňovou převodovku, která je součástí zařízení. Práce obsahuje výpočet geometrie ozubení a jeho pevnostní kontrolu. Dále návrh a kontrolu hřídelů, kontrolu životnosti ložisek. V příloze je návrh doplněn o sestavný výkres a pět dílčích výrobních výkresů.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

GALETKA L. *Design Concept of a Truck Axles Testing Device: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2018, 64 p. Thesis head: Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

The master thesis deals with the design of the device for testing the axles of the truck. The main part of the design is centered on the two-stage gearbox that is part of the device. The work includes calculation of the geometry of the gearing and its strength control. Further design and control of shafts, bearing life control. In the appendix, the proposal is supplemented by an assembly drawing and five partial production drawings.

Obsah

1. Úvod.....	11
2. Popis a cíl diplomové práce.....	12
3. Metodika testování náprav.....	13
3.1. Otevřený/uzavřený zkušební okruh.....	15
4. Návrh zkušebního stavu.....	16
4.1. Specifikace zatížení.....	17
4.2. Výpočet adhezního omezení.....	19
4.3. Volba uspořádání převodovky.....	19
4.4. Návrh hnacího motoru.....	20
4.5. Výpočet zatížení multiplikátoru.....	21
4.6. Rozbor krouticích momentů v multiplikátoru.....	22
4.7. Návrh zátěžových motorů.....	23
4.8. Kontrola brzdného momentu.....	24
5. Návrh ozubení.....	25
5.1. Volba počtu zubů.....	25
5.2. Výpočet geometrie ozubení.....	26
5.3. Pevnostní kontrola.....	28
5.4. Specifikace zatížení.....	31
5.5. Materiálové hodnoty.....	31
5.6. Výsledky pevnostní kontroly.....	32
6. Kontrola hřídelů.....	35
6.1. Síly v ozubení.....	35
6.2. Návrh průměru hřídelů.....	37
6.3. Statická kontrola.....	37
6.4. Kontrola maximálních deformací.....	48
7. Dynamická kontrola předlohového hřídele.....	49
8. Výpočet ložisek.....	53
8.1. Ložiska vstupního hřídele.....	54
8.2. Ložiska předlohového hřídele.....	55
8.3. Ložiska výstupního hřídele.....	56
9. Výpočet délky drážkování.....	58
10. Závěr.....	60
11. Seznam použité literatury.....	61

Seznam použitého značení

C	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
C_o	základní statická únosnost ložiska	[N]
D_S	střední průměr drážkování	[mm]
F_1	obvodová síla v drážkování	[N]
F_a	síla axiální	[N]
F_r	síla radiální	[N]
F_t	síla tečná	[N]
G_{ADH}	hmotnost připadající na nápravu	[t]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubu	[-]
K_V	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
L	délka hřídele	[mm]
M_H^{ADH}	adhezní moment	[N·m]
M_K	krouticí moment	[N·m]
M_{K1}	krouticí moment hnacího motoru	[N·m]
$M_{K2;3}$	krouticí moment na předlokové hřídeli	[N·m]
M_{K4}	krouticí moment na výstupním hřídeli	[N·m]
M_{KR}	krouticí moment na výstupu z kolové redukce	[N·m]
M_{omax}	maximální ohybový moment	[N·m]
M_{oxy}	ohybový moment v rovině xy	[N·m]
M_{oxz}	ohybový moment v rovině xz	[N·m]
M_R	krouticí moment na výstupu z rozvodovky	[N·m]
M_{RED}	moment redukováný	[N·m]
P_1	reálný výkon	[kW]
P_h	jmenovitý výkon	[kW]
R_{aA}	axiální reakční síla v podpoře A	[N]
R_A	reakční síla v podpoře A	[N]
R_{aB}	axiální reakční síla v podpoře B	[N]
R_B	reakční síla v podpoře B	[N]
R_{DYN}	dynamický poloměr pneumatiky	[m]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]

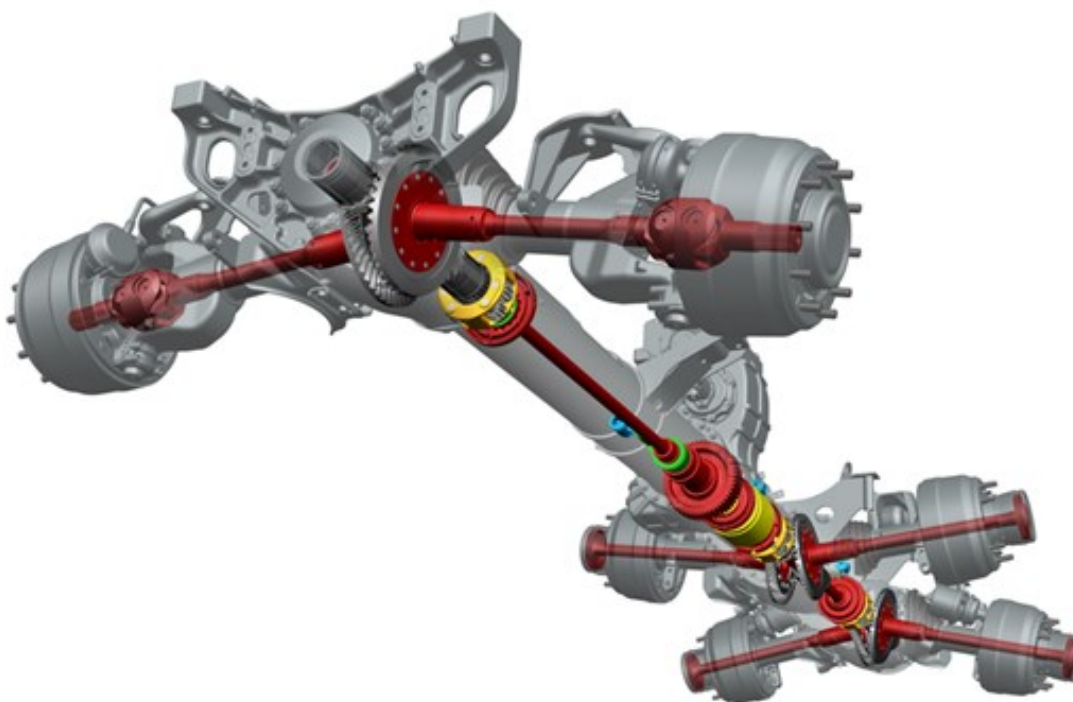
R_m	mez pevnosti materiálu	[MPa]
X	koeficient radiálního dynamického zatížení	[-]
X_o	součinitel statického radiálního zatížení	[-]
Y	koeficient axiálního dynamického zatížení	[-]
Y_o	součinitel statického axiálního zatížení	[-]
Y_F	součinitel tvaru zubu	[-]
Y_S	součinitel koncentrace napětí	[-]
Y_β	součinitel sklonu zubu	[-]
Y_ε	součinitel vlivu záběru profilu	[-]
$Z_{B,D}$	součinitel jedno-párového záběru	[-]
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
Z_H	součinitel spolu zabírajících zubů	[-]
Z_β	součinitel vlivu sklonu zubů	[-]
Z_ε	součinitel součtové délky dotykových křivek zubů	[-]
a	osová vzdálenost	[mm]
b	společná šířka ozubených kol	[mm]
b_F	výpočtová šířka zubů pro ohyb	[mm]
c_a^*	poměrná hlavová vůle	[-]
d_1	průměr vstupního hřídele	[mm]
$d_{2,3}$	průměr předlohového hřídele	[mm]
d_4	průměr výstupního hřídele	[mm]
d_a	průměr hlavové kružnice	[mm]
d_f	průměr patní kružnice	[mm]
d_{min}	minimální průměr hřídele	[mm]
e	výpočtový součinitel	[-]
h_a^*	poměrná výška hlavy profilu	[-]
$i_{1,2}$	převodový poměr prvního soukolí	[-]
$i_{3,4}$	převodový poměr druhého soukolí	[-]
i_C	celkový převodový poměr	[-]
i_{KR}	převodový poměr kolové redukce	[-]
i_R	převodový poměr v rozvodovce	[-]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
k_d	výsledná dynamická bezpečnost	[-]
k_s	statická bezpečnost	[-]

k_{σ}	míra dynamické bezpečnosti v ohybu	[-]
k_{τ}	míra dynamické bezpečnosti v krutu	[-]
l	délka drážkování	[mm]
m_n	modul normální	[mm]
n_h	jmenovité otáčky	$[min^{-1}]$
p	součinitel pro čárový styk	[-]
p_D	dovolený tlak v drážkování	[MPa]
s_a	tloušťka zubů na hlavové kružnici	[mm]
S_F	bezpečnost ozubení v ohybu	[-]
S_H	bezpečnost ozubení v dotyku	[-]
v_D	dovolený průhyb hřídele	[mm]
v_{max}	maximální průhyb hřídele	[mm]
x	jednotková korekce	[-]
z	počet zubů kola	[-]
α_B	bachův opravný koeficient	[-]
α_n	úhel profilu	[°]
β	úhel sklonu zubů	[°]
β_{σ}	vrubový součinitel pro ohyb	[-]
β_{τ}	vrubový součinitel pro krut	[-]
$\varepsilon_{m\sigma}$	součinitel velikosti součásti pro ohyb	[-]
$\varepsilon_{m\tau}$	součinitel velikosti součásti pro krut	[-]
ε_P	součinitel jakosti povrchu	[-]
ε_{α}	součinitel trvání záběru	[-]
ε_{β}	součinitel trvání záběru kroku	[-]
η_D	účinnost diferenciálu	[-]
η_{KR}	účinnost kolové redukce	[-]
η_L	účinnost ložisek	[-]
η_P	účinnost převodu	[-]
η_h	činnost hnacího motoru	[-]
ρ_f^*	poměrný rádius paty profilu	[-]
σ_F	napětí v ohybu v zubu	[MPa]
σ_{Flim}	mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{FO-B}	místní ohybové napětí v zubu v ohybu metodou B	[MPa]
σ_{FO-C}	místní ohybové napětí v zubu v ohybu metodou C	[MPa]

σ_{FP}	přípustné ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{Fmax}	maximální ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{FPmax}	přípustné ohybové napětí v patě zubu při max. zatížení	[MPa]
σ_H	napětí v ohybu v zubu	[MPa]
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{Hmax}	maximální Hertzův tlak	[MPa]
σ_{HP}	přípustné dotykové napětí	[MPa]
σ_{OC}	napětí na mezi únavy v ohybu	[MPa]
σ_{HPmax}	přípustný Hertzův tlak při max. zatížení	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí	[MPa]
σ_a	amplituda napětí v ohybu	[MPa]
σ_m	střední napětí v ohybu	[MPa]
τ_a	amplituda napětí v krutu	[MPa]
τ_{kC}	napětí na mezi únavy pro krut	[MPa]
τ_{kD}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_m	střední napětí v krutu	[MPa]
φ	součinitel adheze	[-]
ψ_σ	součinitel citlivosti mat. na nesouměrnost cyklu pro ohyb	[-]
ψ_τ	součinitel citlivosti mat. na nesouměrnost cyklu pro krut	[-]

1. Úvod

Nákladní vozidla značky TATRA jsou používány zejména v nejtěžších pracovních podmínkách. Tyto tvrdé podmínky kladou vysoké nároky na celé vozidlo a zejména na jeho hnací trakt, jehož součástí jsou i nápravy. Z tohoto důvodu je nutno tyto agregáty testovat, aby mohli spolehlivě plnit svoji funkci. Tatrováckou koncepcí tvoří "páteřový rám" s centrální nosnou rourou a nezávisle výkyvnými polonápravami. Testované nápravy obsahují rozvodovou skříň a případně kolové redukce. V obou případech tyto převody slouží ke zvýšení točivého momentu, tudíž ke zvětšení tažné síly automobilu, kterou využije zejména pro jízdu složitým terénem. Předchozí testování životnosti náprav bylo realizováno externí firmou, avšak v návaznosti na nové vývojové úkoly (např. návrh tzv. pravé planety, životnostní zkoušky náprav, testování odvzdušnění, alternativní materiály) vznikl požadavek na návrh zařízení, které by splňovalo požadavky na funkčnost a zároveň bylo minimálně energeticky náročné. Jelikož není možné na jednom zařízení testovat všechny typy náprav, byly vybrány dvě, které jsou použity ve vozidle Tatra 815 Phoenix Euro 6.



Obr. 1.1 Pohled na hnací trakt tatrovácké koncepce "páteřový rám" [9]

2. Popis a cíle diplomové práce

Předmětem předkládané diplomové práce je konstrukční návrh zkušebního zařízení pro testování unikátní koncepce náprav nákladních automobilů značky Tatra. Zejména pak návrh dvoustupňové převodovky – multiplikátoru. Zařízení by mělo co nejlépe splňovat požadavky z hlediska funkčnosti, spolehlivosti a životnosti.

Zadané parametry:

- | | | |
|-------------------------------|-------------------------|------|
| • Požadovaný převodový poměr | $i_C = 1/3$ | [-] |
| • Dynamický poloměr pneumatik | $R_{DYN} = 0,522/0,595$ | [m] |
| • Zatížení nápravy | $G_{ADH} = 16/13$ | [t] |
| • Součinitel adheze | $\varphi = 0,8$ | [-] |
| • Osová vzdálenost | $a = 475$ | [mm] |
| • Zátěžné spektrum | | |

Cíle diplomové práce:

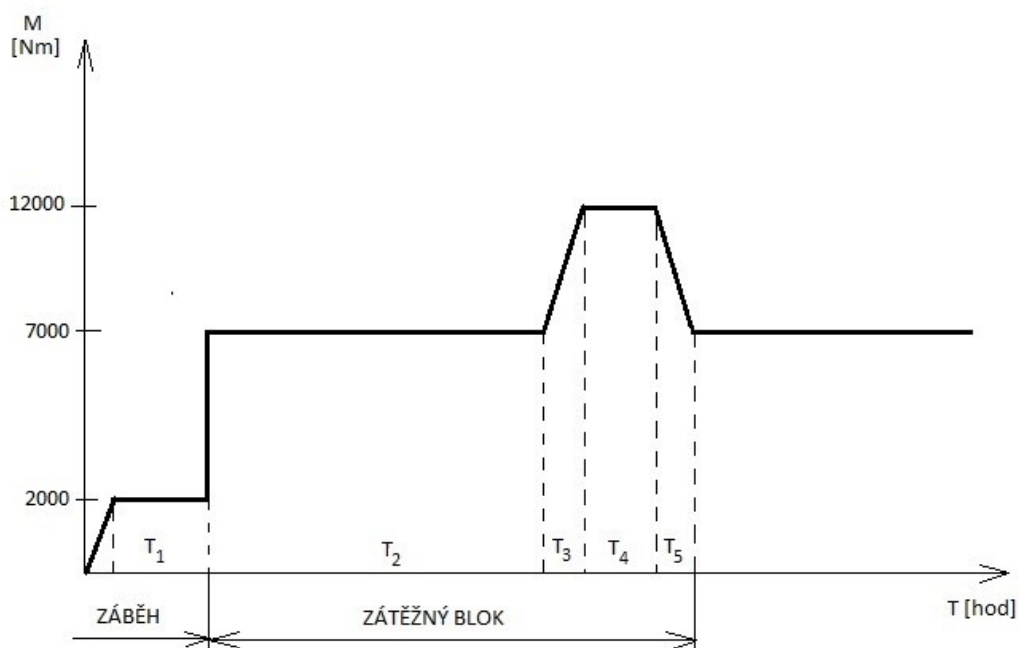
- Projekční rozvaha zařízení
- Geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol
- Návrh a pevnostní kontrola hřídelů
- Návrh a kontrola životnosti ložisek
- Sestavný výkres převodovky
- Pět vybraných výrobních výkresů

3. Metodika testování náprav

Předchozí testování životností náprav bylo uskutečněno ve firmě RABA[1] na Slovensku a dále ve VÚ SZS BRNO[2]. Metodika testování má obdobný průběh. Náprava automobilu je zatěžována podle daného zátěžného bloku. Rozdíl v testování u těchto dvou společností je právě v tomto zátěžném bloku, avšak s minimálními rozdíly. Testování se provádí na zátěžnou a zpětnou stranu zubu. Níže uvedené zátěžné bloky, byly použity ve VÚ SZS BRNO.

Tab. 2.1 - Hodnoty zátěžného spektra na zátěžnou stranu zubu

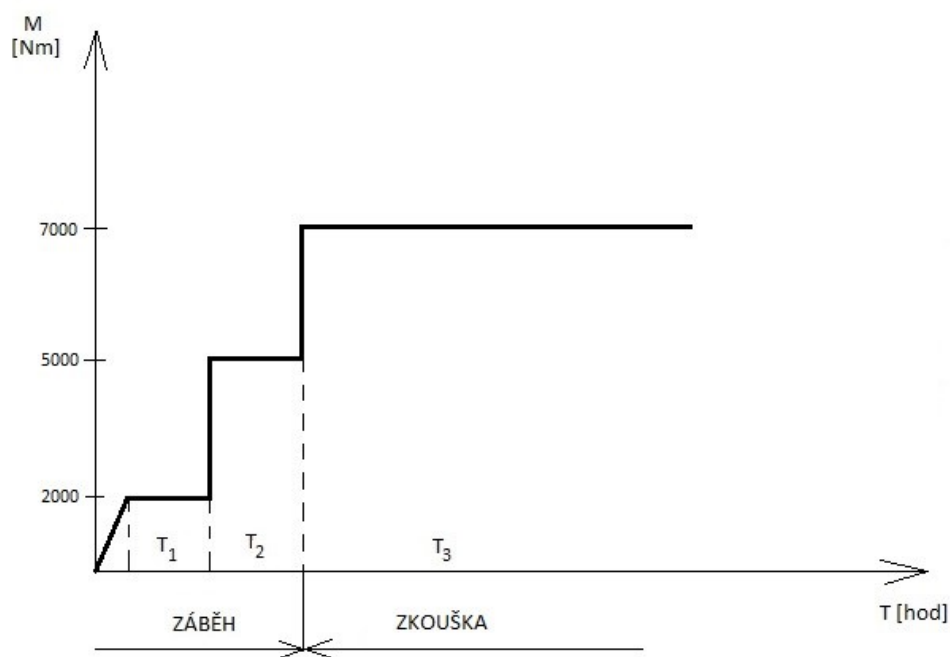
Zkušební hladina	Moment [N·m]	Doba chodu na jedné hladině			Poznámka
		Hod.	Min.	Sec.	
T ₁	2 000	1	00	00	Záběh
T ₂	7 000	2	25	00	Nižší hladina
T ₃	Zvýšení na 12 000	0	02	25	Doba přechodu
T ₄	12 000	0	05	00	Vyšší hladina
T ₅	Snížení na 7 000	0	02	00	Doba přechodu



Obr. 2.1 - Znázornění zátěžného spektra na zátěžnou stranu zubu

Tab. 2.2 - Hodnoty zátěžného spektra – zpětná strana zubu

Zkušební hladina	Moment [N·m]	Doba chodu na jedné hladině			Poznámka
		Hod.	Min.	Sec.	
T ₁	2 000	1	05	00	Záběh
T ₂	5 000	1	00	00	Zvýšený záběh
T ₃	7000	-	-	-	Zkouška



Obr. 2.2 - Znázornění zátěžného spektra na zpětnou stranu zubu

Výsledky a vyhodnocení

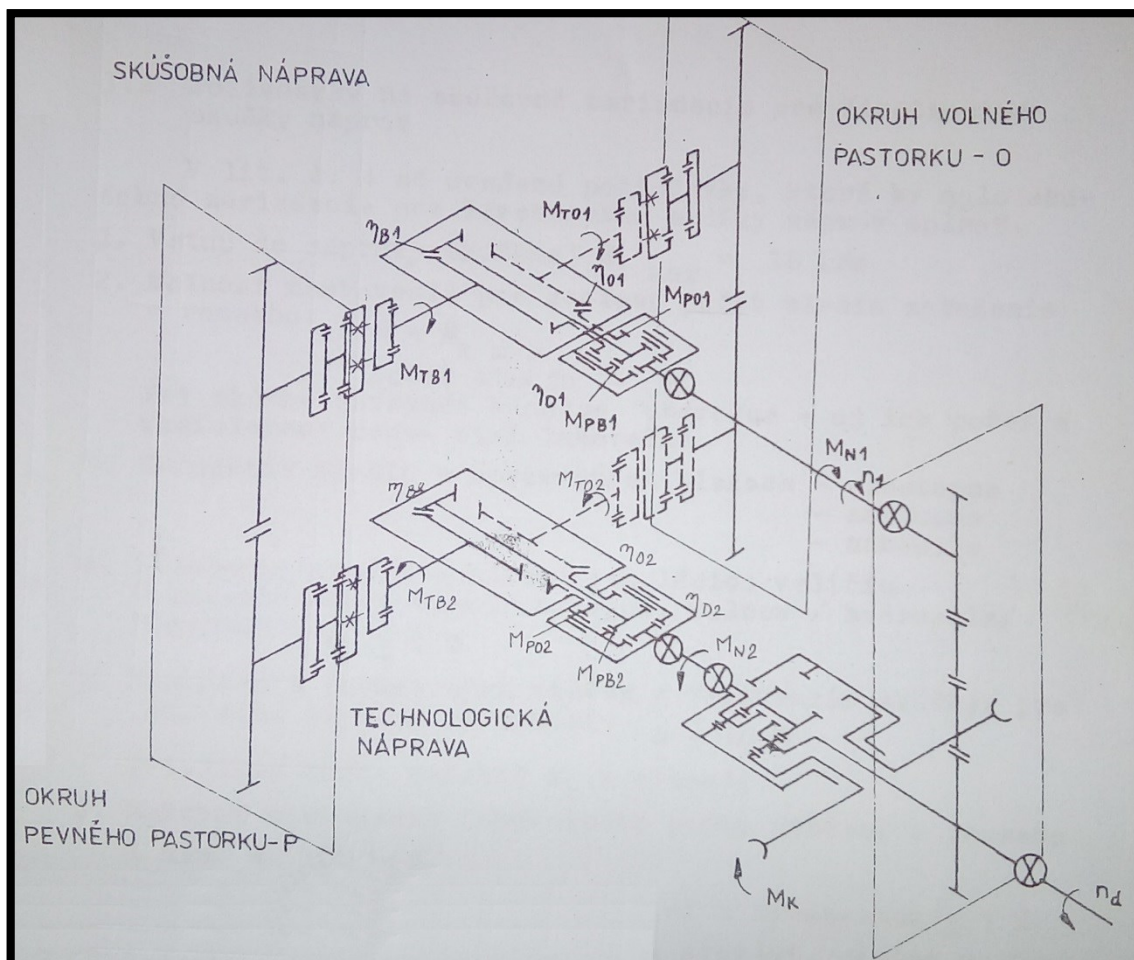
Naměřené hodnoty se zpracovávají statisticky.

Měří se tyto parametry:

- Frekvence
- Střední hodnoty M_K pro příslušné hladiny
- Teploty v jednotlivých uzlech
- Počet cyklů do poruchy
- Typ poruchy

3.1 Otevřený / uzavřený zkušební okruh

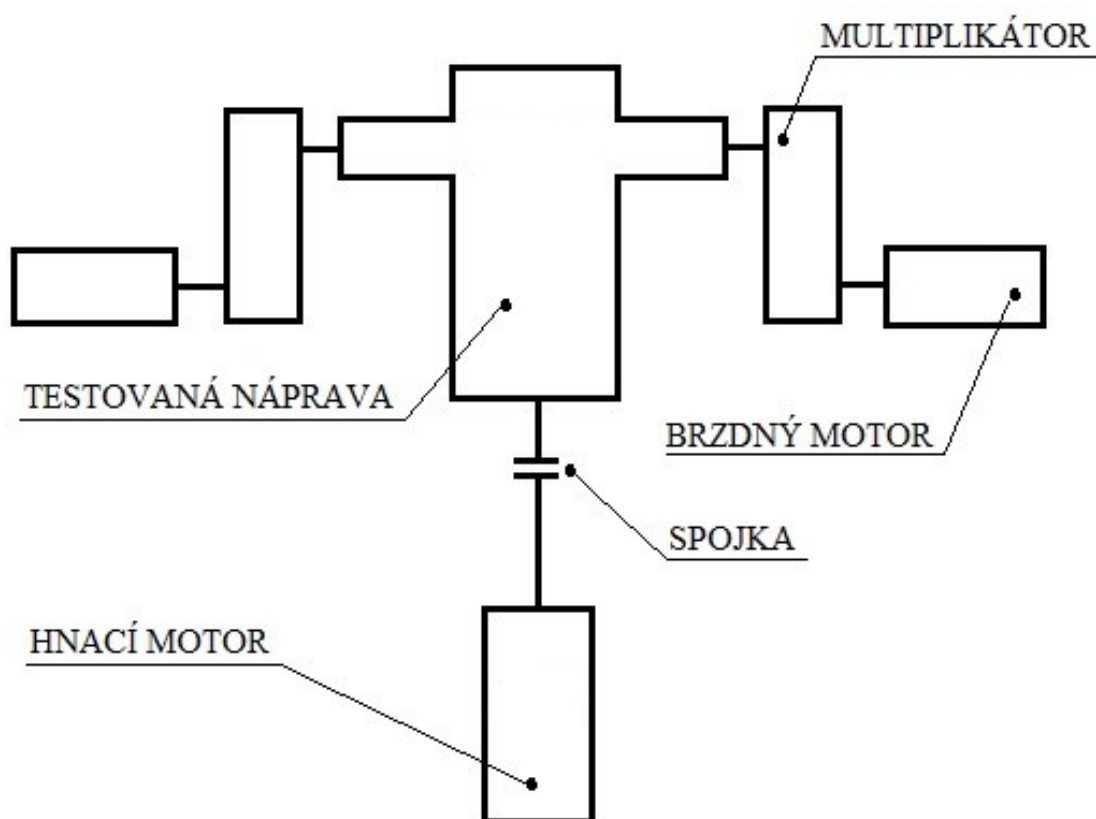
Na obrázku 2.3 je schématické zobrazení zkušebního zařízení, které bylo dříve používáno pro testování náprav. Vstupní krouticí moment vstupuje do redukční převodovky, odkud je veden do technologické nápravy. Po průchodu nápravou se zátěžný moment přenáší přes ozubený převod do testované nápravy a dále zpět do okruhu. Tento typ zkušebního okruhu se nazývá uzavřený. Jde tedy o rekuperační princip, který šetří energii. Naopak otevřený okruh není moc často využíván. Na výstupu z náprav jsou brzdné motory, které vytváří odpor a energie se v nich ztrácí. Proto se nejedná o energeticky výhodnou variantu. Cílem nového návrhu je konstrukce uzavřeného okruhu bez nutnosti použití technologické nápravy.



Obr. 2.3 - Schématické zobrazení dříve používaného testovacího stavu

4. Návrh zkušebního stavu

Zkušební pracoviště testování náprav se skládá z hnacího motoru a dvou motorů zatěžovacích, které simulují zatížení nápravy. Dvou identických převodovek, jejichž úkolem je snížit zatížení a zvýšit otáčky. Hnací motor pohání vstupní hřídel testované nápravy. Zátěžový moment je veden nápravou k výstupu, kde jsou v automobilu umístěna kola. Její výstupní hřídele jsou připojeny přes převodovky s převodem 1:3 (multiplikátory) na dva zatěžovací motory. Tyto brzdné motory jsou provozovány v generátorovém režimu a získaná energie se vrací zpět do sítě. Tudíž je možno ji opět využít k pohonu hnacího motoru. Takto vytvořený okruh má uspořádání jako otevřený okruh, ale díky rekuperačnímu režimu brzdných motorů, je schopen pracovat jako okruh uzavřený.



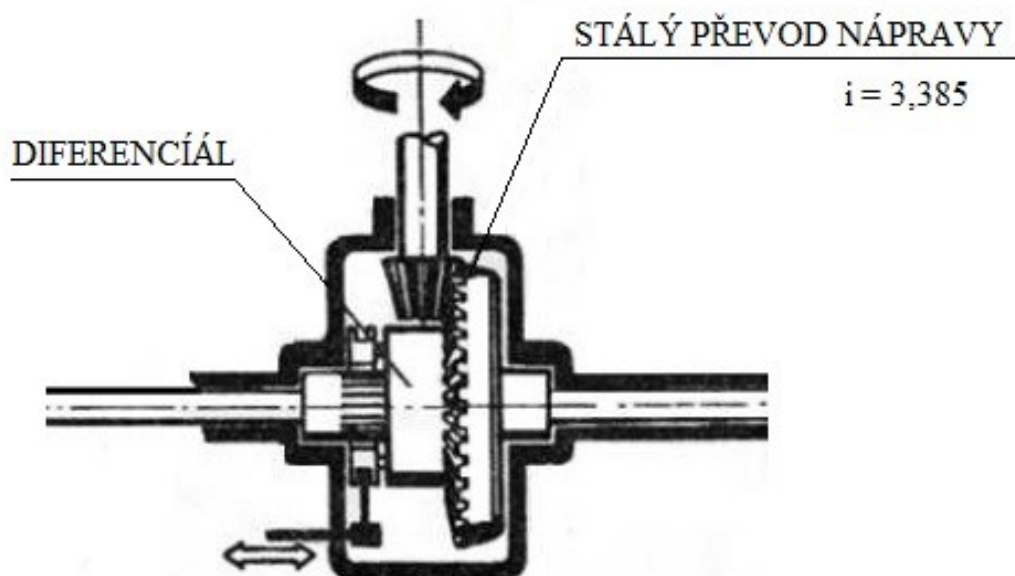
Obr. 2.4 Schéma navrhovaného zařízení

4.1 Specifikace zatížení

Zařízení je navrženo pro testování náprav dvou typů vozidel. Prvním z nich je Tatra 158 aplikace 6x6 bez kolových redukcí (obr. 4.1) s váhou 13 tun. Druhým pak Tatra 158 aplikace 6x6 s kolovými redukcemi a váhou 16 tun. Jelikož provedení s kolovými redukcemi umožňuje větší převodování a tím pádem větší krouticí moment na kolech, je vybrána jako referenční typ nápravy pro další návrh.

Tatra 158, aplikace 6x6 bez kolových redukcí, parametry:

- Zatížení nápravy 13 [t]
- motor Paccar MX-13 - 375 [kW]
- převodovka manuální 16° ZF
- převod rozvodovky 3,385 [-]
- dvoustupňová přídatná převodovka TATRA s převodem 1,464/0,758 [-]
- dynamický poloměr kola 0,595 [m]

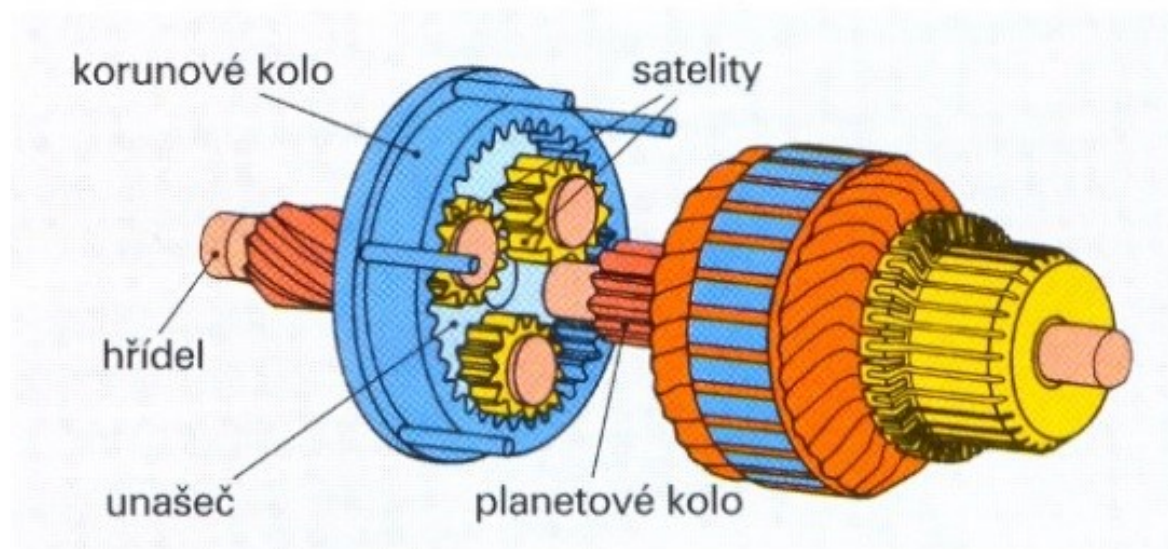


Obr. 4.1 – Náprava bez kolových redukcí

Kolovou redukcí je nazván přídavný převod, který je součástí nápravy a je umístěn mezi kolem a rozvodovkou. Jedná se o převod s čelním ozubením, nebo planetové soukolí, které pracuje jako reduktor. Hlavním úkolem této nápravové převodovky, je zvýšení tažné síly vozidla. Celé převodové ústrojí pracuje s menším točivým momentem při vyšších otáčkách, takže nemusí být tak mohutně dimenzovány a jsou proto lehčí a menší.

Tatra 158, aplikace 8x8 s kolovými redukcemi, parametry:

- Zatížení nápravy 16 [t]
- motor Paccar MX-13 - 375 [kW]
- převod rozvodovky 2,714 [-]
- převod kolové redukce 2,333 [-]
- převodovka manuální 16° ZF
- dvoustupňová přídavná převodovka TATRA s převodem 1,464/0,758 [-]
- dynamický poloměr kola 0,522 [m]



Obr. 4.2 – Planetový reduktor

4.2 Výpočet adhezního omezení

Adhezní moment vyjadřuje maximální krouticí moment, který je schopno kolo přenést. Při návrhu hnacího motoru testovacího zařízení je třeba přihlédnout k tomu, aby tento moment nebyl překročen.

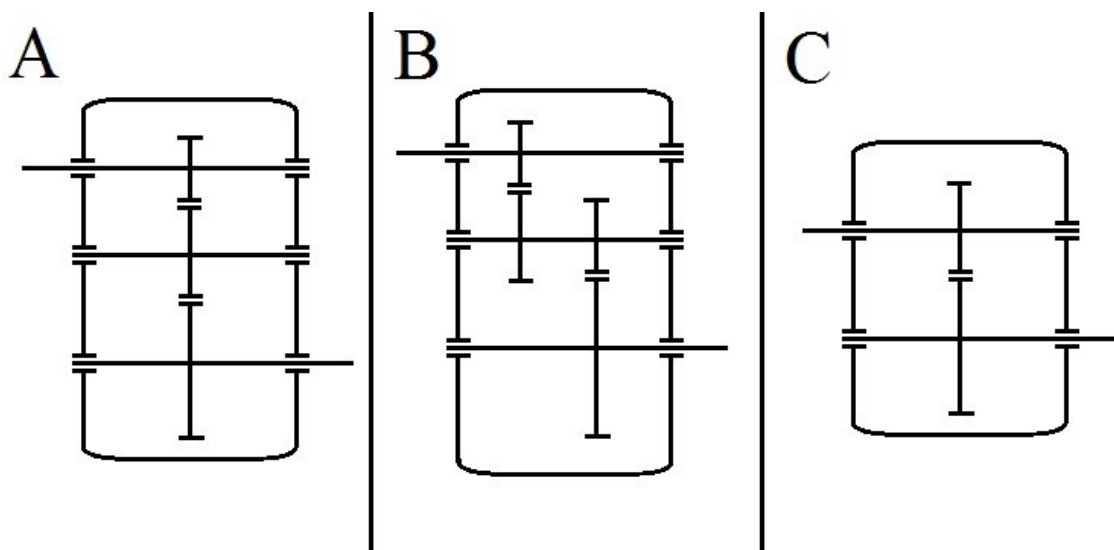
(4.1)

$$M_H^{ADH} = \frac{9,81 \cdot G_{ADH} \cdot R_{DYN} \cdot \varphi}{2} = \frac{9,81 \cdot 16\,000 \cdot 0,522 \cdot 0,8}{2} = 32\,773 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

G_{ADH}	=	16	[t]	hmotnost připadající na hnanou nápravu
R_{DYN}	=	0,522	[m]	dynamický poloměr kola
φ	=	0,8	[-]	součinitel adheze

4.3 Volba uspořádání převodovky

Z důvodu zástavby a nutnosti rozdělení převodového poměru byla jako nejvhodnější varianta vybrána možnost B.



Obr. 4.3 – Varianty uspořádání převodovky

4.4 Návrh hnacího motoru

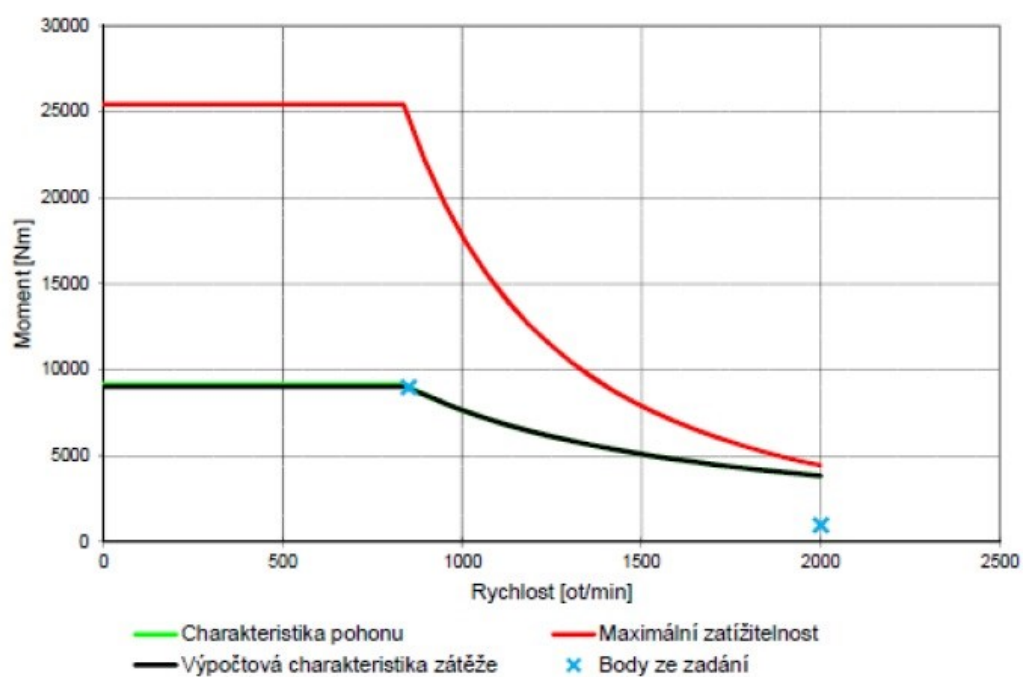
Pro pohon zařízení byl zvolen po domluvě se společností Tatra asynchronní elektromotor HXR 500 LN 4 [12], který disponuje vysokým jmenovitým momentem a zároveň umožňuje provoz motoru v širokém spektru otáček.

Tab. 4.1 – Vybrané parametry motoru

Jmenovitý výkon	803 [kW]
Jmenovité otáčky	836 [min^{-1}]
Účinnost	96,9 [%]



Obr. 4.4 - Asynchronní motor HXR 500 LN 4



Obr. 4.5 - Mechanická charakteristika hnacího motoru HXR 500 LN 4

4.5 Výpočet zatížení multiplikátoru

Aby bylo možno správně dimenzovat jednotlivé části převodovky, je nutné znát její zatížení. Níže byla vypočtena reálná hodnota výkonu hnacího motoru a z něj vyplývající krouticí moment. Při testování nápravy tento zátěžný moment postupuje skrze rozvodovku s diferenciálem, přes kolovou redukci, až k multiplikátoru. Planetový reduktor je zobrazen na obrázku 4.2. Krouticí moment na výstupu z kolové redukce je v dalším výpočtu použit jako vstupní hodnota zátěže v převodovce.

Reálný výkon hnacího motoru:

$$P_1 = P_h \cdot \eta_h = 803 \cdot 0,969 = 778 \text{ [kW]} \quad (4.2)$$

Krouticí moment hnacího motoru:

$$M_{K1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_h} = \frac{778\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 836} = 8886,8 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.3)$$

Krouticí moment na výstupu z rozvodovky:

$$M_R = \frac{M_{K1} \cdot i_R \cdot \eta_D}{2} = \frac{8886,8 \cdot 2,714 \cdot 0,95}{2} = 11\,456,4 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.4)$$

Krouticí moment na výstupu z kolové redukce:

$$M_{KR} = M_R \cdot i_{KR} \cdot \eta_{KR} = 11\,456,4 \cdot 2,333 \cdot 0,98 = 26\,193 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.5)$$

P_h	-	803	[kW]	- jmenovitý výkon hnacího motoru
n_h	-	836	$[\text{min}^{-1}]$	- jmenovité otáčky hnacího motoru
η_h	-	0,969	[-]	- účinnost hnacího motoru
i_R	-	2,714	[-]	- převodový poměr v rozvodovce
i_{KR}	-	2,333	[-]	- převodový poměr kolové redukce
η_D	-	0,95	[-]	- účinnost diferenciálu
η_{KR}	-	0,98	[-]	- účinnost kolové redukce

4.6 Rozbor krouticích momentů v multiplikátoru

Převodový poměr bylo třeba rozdělit do dvou převodových stupňů s ohledem na možný počet zubů a zástavbu skříně. Je známa hodnota celkového převodování $1/3$. Dílčí převodové poměry byly rozděleny následovně:

$$\begin{aligned} i_{1,2} &= 0,59 \pm 2\% & [-] \\ i_{3,4} &= 0,56 \pm 2\% & [-] \\ i_C &= i_{1,2} \cdot i_{3,4} = 0,59 \cdot 0,56 = 0,33 & [-] \end{aligned} \quad (4.6)$$

Krouticí moment na vstupní hřídeli:

$$M_{KR} = M_{K1} = 26\,193 \text{ [Nm]}$$

Krouticí moment na předlohovém hřídeli:

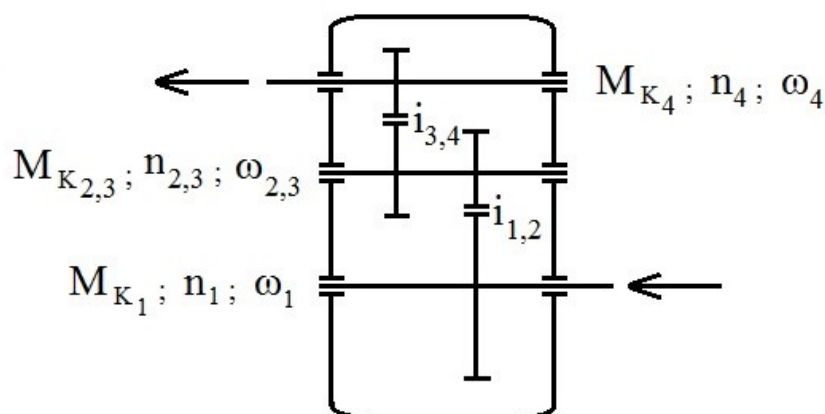
$$M_{K2,3} = M_{K1} \cdot i_{1,2} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{P1,2} = 26\,193 \cdot 0,59 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 14\,843 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.7)$$

Krouticí moment na výstupním hřídeli:

$$M_{K4} = M_{K2,3} \cdot i_{3,4} \cdot \eta_L \cdot \eta_{P3,4} = 14\,843 \cdot 0,56 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 8\,064 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.8)$$

$\eta_L = 0,99$ [-] účinnost ložisek

$\eta_P = 0,98$ [-] účinnost převodu



Obr. 4.6 - Kinematické parametry převodovky

4.7 Návrh zátěžových motorů

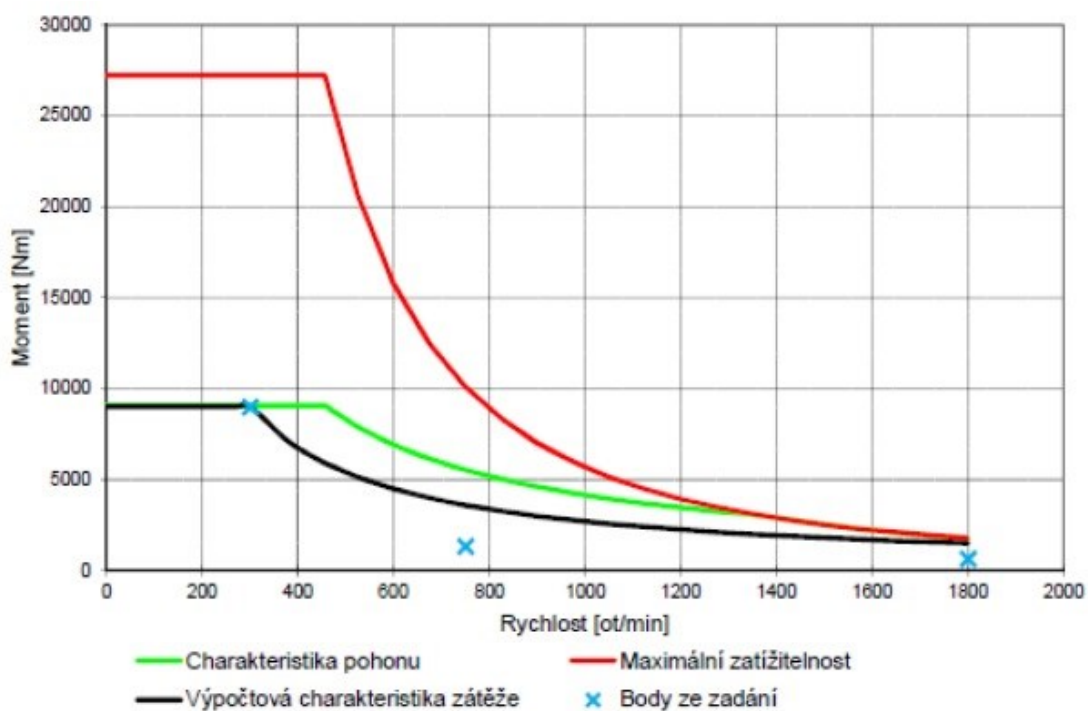
Po domluvě se společností Tatra byl zvolen asynchronní elektromotor HXR 500 LN6 [12]. Tento motor pracuje v generátorovém režimu a je schopen vyrobenou energii použít pro pohon hnacího motoru zařízení. Přebytek energie je odváděn zpět do sítě.

Tab. 4.2 - Vybrané parametry motoru

Jmenovitý výkon	434 [kW]
Jmenovité otáčky	457 [min^{-1}]
Účinnost	96 [%]



Obr. 4.7 - Asynchronní motor HXR 500 LN 6



Obr. 4.8 - Mechanická charakteristika hnacího motoru HXR 500 LN 6

4.8 Kontrola brzdného momentu

Předmětem diplomové práce je testování náprav. V předchozích bodech byl popsán způsob zatěžování, avšak pro získání výsledků je nutné vnést do procesu brzdny odpor. V bodě 4.6 byl vypočten krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky, který je brzděn zátěžným motorem. Aby mohl systém účinně plnit svou funkci a také zastavit testovanou nápravu do klidu, je třeba ověřit, zda je velikost brzdného momentu dostatečná.

Krouticí moment na výstupním hřídeli:

$$M_{K4} = 8\,064 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Krouticí moment zatěžovacího motoru:

$$M_{KZ} = \frac{P_Z}{\omega_Z} \cdot \eta_Z = \frac{P_Z}{2 \cdot \pi \cdot n_Z} \cdot \eta_Z = \frac{434\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 457} \cdot 0,96 = 8\,706 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.9)$$

Kontrola brzdného momentu:

$$M_{KZ} > M_{K4} \quad (4.10)$$

$$8\,706 \text{ [N} \cdot \text{m]} > 8\,064 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Z kontroly vyplývá, že velikost brzdného momentu je dostatečná a tudíž elektromotor HXR 500 LN6 může být použit jako zátěžový motor. Brzdny moment motoru poskytuje o 7% větší sílu k zastavení testované nápravy poháněné hnacím motorem. Maximální hodnotu brzdného momentu je možno využít pouze k zastavení zařízení.

5. Návrh ozubení

Při řešení nové převodovky bylo hlavním kritériem vybrat jednu, z používaných tří typů skříní. Avšak pouze jedna vyhověla z důvodu zástavby. Dalším žádoucím parametrem bylo dodržení osové vzdálenosti, která se lišila pro každý typ skříně. Převodový poměr, uspořádání převodovky a krouticí momenty na jednotlivých hřídelích, již byly vyspecifikovány výše. Z důvodu zvýšení únosnosti v dotyku a vzhledem k výrobním možnostem podniku bylo zvoleno HCR ozubení.

5.1 Volba počtu zubů

Abychom dosáhli stanovených převodových poměrů a zároveň byli schopni využít existující polotovary pro převodovou skříň, je třeba najít takovou kombinaci počtu zubů, která bude vyhovovat jak z hlediska pevnostního, tak zástavby. Počet zubů a parametry ozubení jsou voleny pro dosažení následujících kritérií:

- Součinitel trvání záběru $\epsilon_\alpha > 1,2$ [-]
- Součinitel trvání záběru kroku $\epsilon_\beta > 1$ [-]
- Převodový poměr prvního soukolí $i_{1,2} = 0,59$ [-]
- Převodový poměr druhého soukolí $i_{3,4} = 0,56$ [-]
- Osová vzdálenost $a = 475$ [mm]

Nejvhodnějším řešením z řady variant bylo vybráno následující:

Tab. 5.1 – Počty zubů soukolí

Soukolí 1-2		Soukolí 3-4	
Kolo-1	Pastorek-2	Kolo-3	Pastorek-4
39	23	37	21

Převodový poměr

$$i_{1,2} = \frac{23}{39} = 0,59 [-]$$

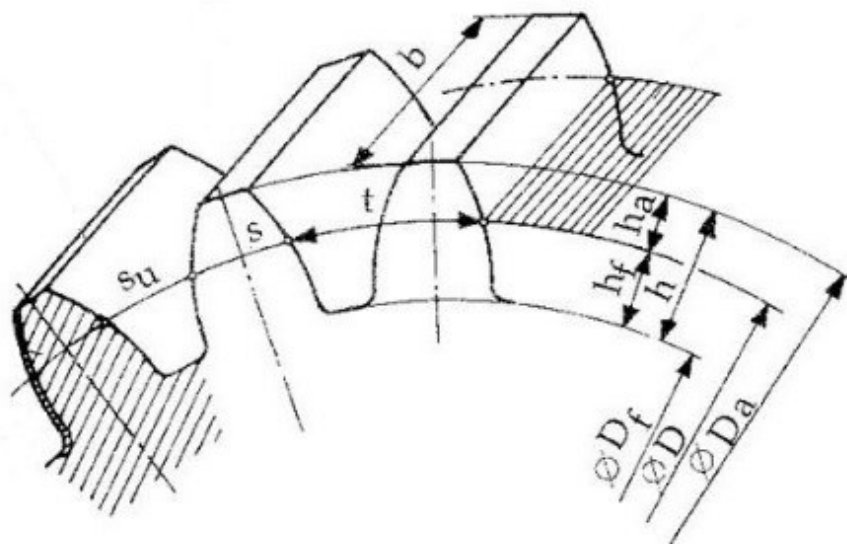
$$i_{3,4} = \frac{21}{37} = 0,56 [-]$$

5.2 Výpočet geometrie ozubení

Pro výpočet geometrie vycházíme z profilu ozubení. Ten je dán geometrií výrobního nástroje. Je vhodné použít nástroj, který má společnost Tatra a.s. k dispozici, aby bylo možno ozubená kola vyrobit. Použité HCR ozubení má řadu výhod. Při záběru více párů zubů je jeho průběh kontinuální, v převodu vzniká méně vibrací a hladina vyzařovaného hluku je nižší. Celkové zatížení převodu je rozděleno na více párů zubů. Zvyšováním počtu páru zubů v záběru se zvyšuje i celková únosnost celého ozubení. Parametry profilu nástroje jsou přepočítány na poměrné hodnoty v příloze [E].

Geometrické parametry profilu:

- | | | |
|-------------------------------|--------------------|------|
| • Modul | $m_n = 7$ | [mm] |
| • Poměrná výška hlavy profilu | $h_a^* = 1,049$ | [-] |
| • Poměrná hlavová vůle | $c_a^* = 0,25$ | [-] |
| • Poměrný radius paty profilu | $\rho_f^* = 0,379$ | [-] |
| • Úhel profilu | $\alpha_n = 20$ | [°] |

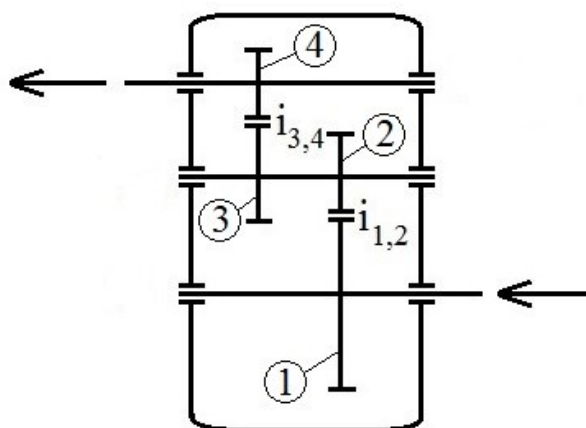


Obr. 5.1 – Zobrazení profilu ozubení

Výpočet geometrie ozubení byl proveden programem geometrie [13]. Přehled navržených parametrů ozubení je uveden v tab. 5.2. Kompletní výstupy výpočtu geometrie všech soukolí jsou obsaženy v příloze [B1],[B2].

Tab. 5.2 – Základní geometrické parametry ozubení

		Soukolí 1-2		Soukolí 3-4	
		1	2	3	4
Počet zubů	$z [-]$	39	23	37	21
Normální modul	$m_n [\text{mm}]$	7		7	
Úhel sklonu zubu	$\beta [^\circ]$	28	28	28	28
Osová vzdálenost	$a [\text{mm}]$	245		230	
Jednotková korekce	$x [-]$	-0,2214	0,1127	-0,1591	0,1718
Průměr patní kružnice	$d_f [\text{mm}]$	287,9	165,7	272,9	150,7
Průměr hlavové kružnice	$d_a [\text{mm}]$	320,7	198,5	305,7	183,5
Tloušťka zubu na hlavové kružnici	$s_a [\text{mm}]$	5,41	4,75	5,35	4,54
Společná šířka kol	$b [\text{mm}]$	100		80	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha [-]$	1,45		1,42	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta [-]$	2,14		1,7	
Poměrná výška hlavy profilu	$h_a^* [-]$	1,049		1,049	
Poměrná hlavová vůle	$c_a^* [-]$	0,25		0,25	
Poměrný rádius paty profilu	$\rho_f^* [-]$	0,379		0,379	
Úhel profilu	$\alpha_n [^\circ]$	20		20	



Obr. 5.2 – Číslování ozubených kol

5.3 Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrolu ozubených soukolí je možno provést dvěma výpočtovými postupy. Tyto výpočty jsou normalizovány. Výpočet spočívá v porovnání napětí vznikajícího na zubech s napětím přípustným, které je dáno materiálem kol a jejich provedením. Pomocí výpočtu je možno stanovit hodnoty součinitelů bezpečnosti:

- Únosnost zubů v ohybu $S_{Fmin} = 1,4 \div 1,7$ [-]
- Únosnost boků zubů v dotyku $S_{Hmin} = 1,1 \div 1,2$ [-]

Hodnota součinitele bezpečnosti je volena s ohledem na důležitost navrhovaného soukolí a následků případné poruchy a s ohledem na spolehlivost popisu okolních podmínek a zatížení.

Pevnostní kontrola ozubených soukolí byla provedena v programu ČSNw [14], který vychází z normy ČSN 01 4686. Tato norma stanovuje postup výpočtu soukolí se standartním profilem. Pro nestandardní profil, nebo HCR ozubení je výpočetní program doplněn o normy ISO 6336 a DIN 3990. Přípustné metody výpočtu jsou v normě označeny B,C a D. Podle metody B norem DIN [16] a ISO [17] se při výpočtu místního ohybového napětí dle vztahu (5.1) uvažuje působíště síly ve vnějším bodě osamělého záběru (bod E) – viz obr. 5.3.

$$\sigma_{FO-B} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \text{ [MPa]} \quad (5.1)$$

Podle metod C a D působí síla na hlavě zubu (bod A) obr. 5.3 a místní ohybové napětí se pak vypočte podle vztahu (5.2).

$$\sigma_{FO-C} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \text{ [MPa]} \quad (5.2)$$

Napětí v ohybu v patě zubu:

$$\sigma_F = \sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \text{ [MPa]} \quad (5.3)$$

Obvodová síla:

$$F_t = \frac{2\,000 \cdot M_K}{d} \quad [\text{N}] \quad (5.4)$$

kde:

M_K - krouticí moment na kole s roztečným průměrem d

b_F - šířka zubu pro výpočet na ohyb

m_n - normální modul

Y_F - součinitel tvaru zubu

Y_S - součinitel koncentrace napětí

Y_β - součinitel sklonu zubů

Y_{Fa} - součinitel tvaru zubu

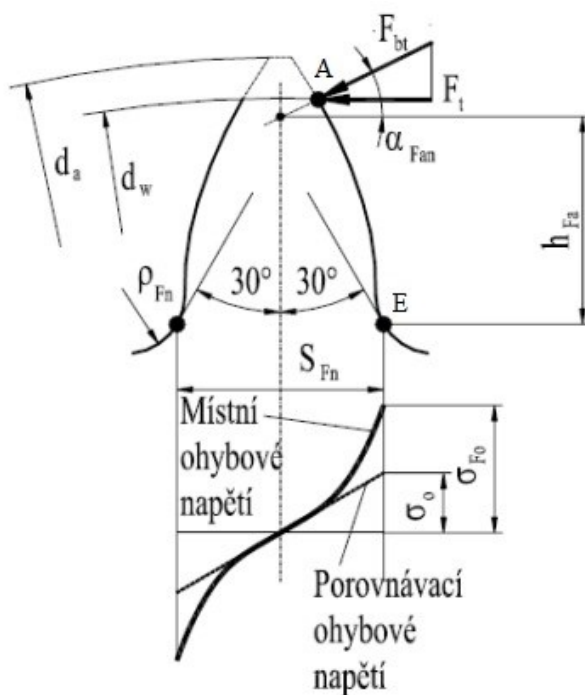
Y_ε - součinitel vlivu záběru profilu

K_A - součinitel vnějších dynamických sil

K_V - součinitel vnitřních dynamických sil

$K_{F\beta}$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubu

$K_{F\alpha}$ - součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů



Obr. 5.3 - Definice výpočtu místního ohybového napětí

Výpočet napětí v dotyku je pro metody B,C a D shodný. Zahrnuje vliv tvaru zubu, délky záběru a materiálu. Dále vliv dynamických sil a nerovnoměrnosti zatížení zubu. Napětí v dotyku dle Hertze se vypočte dle vztahu (5.5).

$$\sigma_H = Z_{B,D} \cdot \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

Místní napětí v dotyku:

$$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d \cdot b} \cdot \frac{u + 1}{u}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.6)$$

kde:

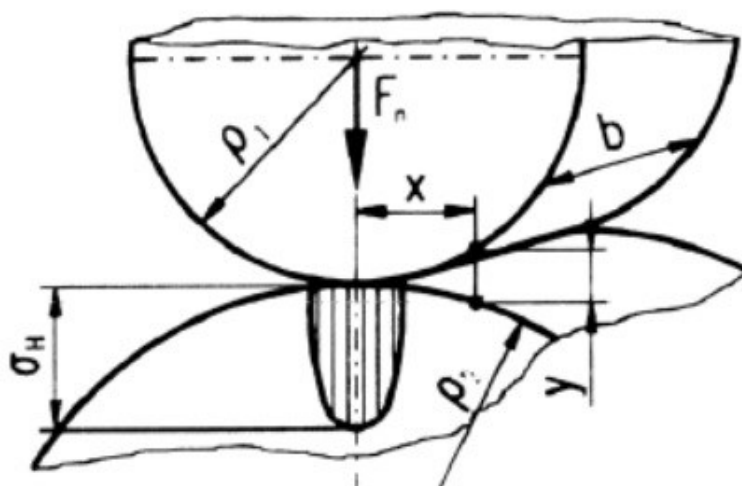
Z_H - součinitel spolu zabírajících zubů

$Z_{B,D}$ - součinitel jedno párového záběru

Z_E - součinitel mechanických vlastností materiálu

Z_ϵ - součinitel součtové délky dotykových křivek zubů

Z_β - součinitel vlivu sklonu zubů



Obr. 5.4 – Dotykové napětí ve valivém bodě

5.4 Specifikace zatížení

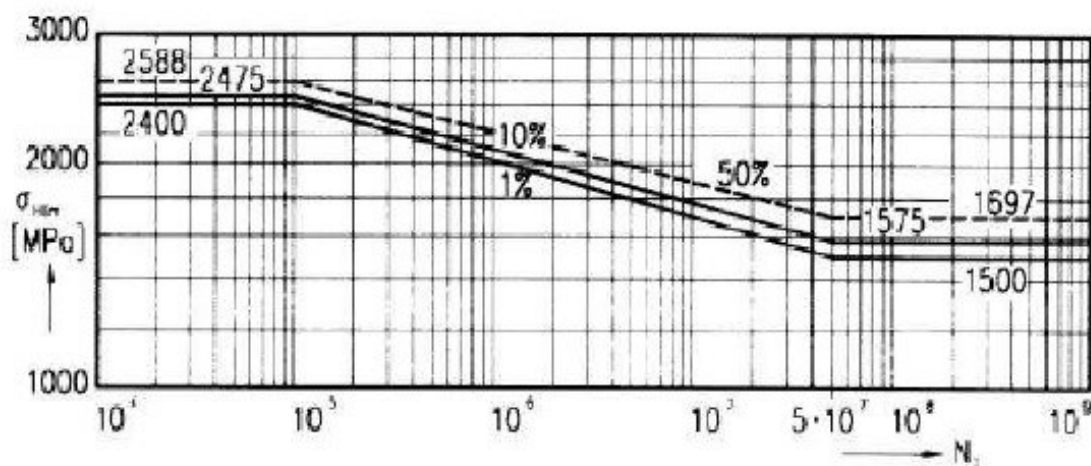
Pro pevnostní výpočet ozubení je uvažován maximální krouticí moment vstupující do převodovky. Do programu ČSNw[14] je třeba zadat zatížení pastorku i v případě, že není hnací. Rozbor krouticích momentů na jednotlivých hřídelích byl vypočten v bodě 4.6.

Tab. 5.3 – Hodnoty krouticích momentů

Hřídel	Krouticí moment [N·m]
Vstupní M_{K1}	26 193
Předlokový $M_{K2,3}$	14 843
Výstupní M_{K4}	8 064

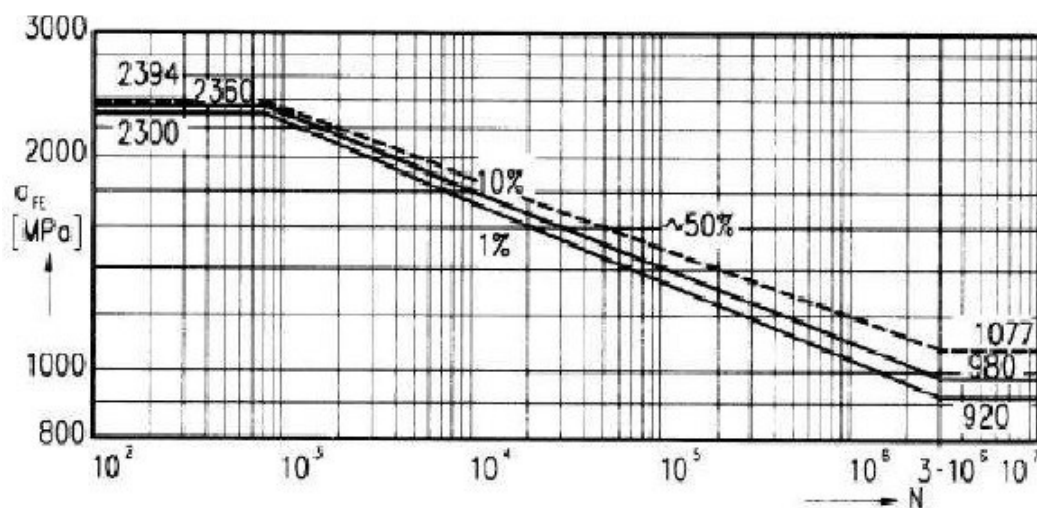
5.5 Materiálové hodnoty

Veškerá ozubená kola jsou vyrobena z materiálu 14 220.4. Ekvivalentním materiálem dle normy DIN 3990 je 16MnCr5. Materiál je dobře tváritelný za tepla, po žíhání na měkko i za studena, se zaručeným rozmezím prokalitelnosti. Materiál je určen k cementování a kyanování s velmi tvrdou cementovanou vrstvou s velkou pevností v jádře. Na obr. 5.5 a 5.6 jsou zobrazeny Wöhlerovy křivky převzaté z normy DIN 3990.



Obr. 5.5 - W- křivka materiálu 16MnCr5 pro dotyk [16]

Aby bylo dosaženo houževnatosti jádra a větší povrchové tvrdosti je nutno ozubená kola podrobit chemicko-tepelnému zpracování. Jedná se o proces cementace a následného kalení. Z důvodu možných rozměrových změn v důsledku ohřevu, je potřeba ozubená kola přebrousit.



Obr. 5.6 - W- křivka materiálu 16MnCr5 pro ohyb [16]

Z výše uvedených W-křivek vyplývá, že mez únavy v dotyku pro pravděpodobnost poruchy 1 % je $\sigma_{Hlim} = 1\,500$ [MPa] a mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim} = 920$ [MPa].

5.6 Výsledky pevnostní kontroly

Výsledky bezpečnosti v ohybu a dotyku dané programem ČSNw pro všechna kola jsou přehledně vypsány v tab. 5.4. Výpočty byly prováděny jako porovnávací. Ty se provádí pro maximální vstupní krouticí moment. Jsou-li bezpečnosti v ohybu i dotyku větší jak 1, soukolí je dimenzováno v oblasti trvalé pevnosti.

Bezpečnost pro ohyb byla vypočtena dle vztahu:

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \quad [-] \quad (5.7)$$

Bezpečnost pro dotyk byla vypočtena dle vztahu:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \quad [-] \quad (5.8)$$

Tab. 5.4 – Výsledky pevnostní kontroly

		Soukolí 1-2		Soukolí 3-4	
		Kolo-1	Pastorek-2	Kolo-3	Pastorek-4
Ohyb	σ_F [MPa]	351,4	342,6	265,3	259,4
	σ_{Flim} [MPa]	920	920	920	920
	S_F [–]	2,618	2,685	3,468	3,547
	σ_{Fmax} [MPa]	351,4	342,6	265,3	259,4
	σ_{FPmax} [MPa]	1 840	1 840	1 840	1 840
Dotyk	σ_H [MPa]	1 497,3	1 497,3	1 342,1	1 342,1
	σ_{Hlim} [MPa]	1 500	1 500	1 500	1 500
	S_H [–]	1,002	1,002	1,118	1,118
	σ_{Hmax} [MPa]	1 497,3	1 497,3	1 342,1	1 342,1
	σ_{HPmax} [MPa]	2 600	2 600	2 600	2 600

Únavové namáhání v dotyku:

$$S_H > 1,1 \text{ [–]}$$

Únavové namáhání v ohybu:

$$S_F > 1,4 \text{ [–]}$$

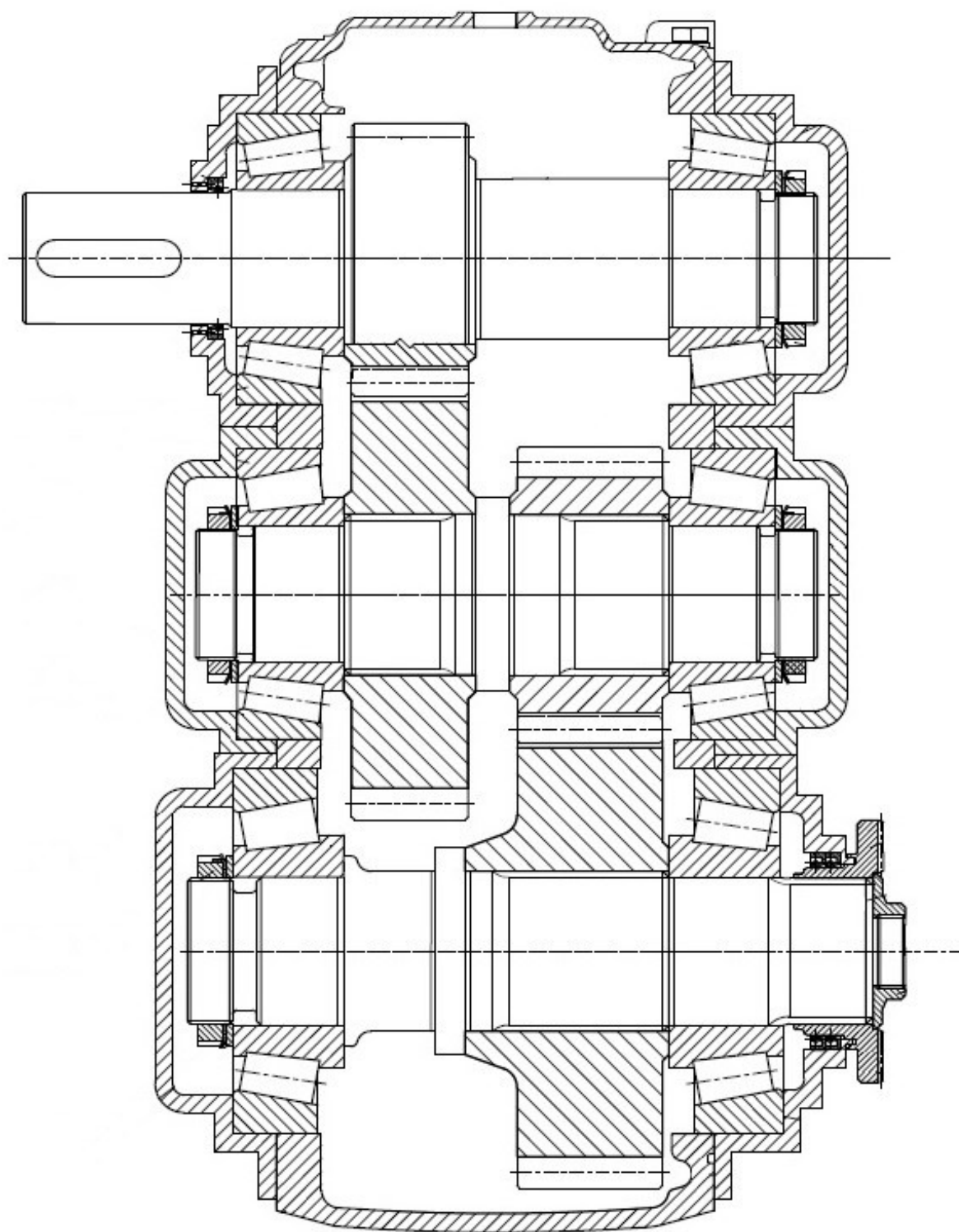
Jednorázové přetížení zubů v dotyku:

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad (5.9)$$

Jednorázové přetížení zubů v ohybu:

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax} \quad (5.10)$$

Navržené soukolí téměř splňuje výše uvedené podmínky, tudíž by mělo z pevnostního hlediska vyhovovat. Výsledná bezpečnost v ohybu vypovídá o předimenzování únosnosti soukolí. Podmínka v dotyku není zcela splněna, avšak po konzultaci se společností Tatra a.s.[8], lze tento výsledek považovat za vyhovující, jelikož odpovídá maximálnímu zatížení. Soukolí by měla bezpečně plnit svou funkci. Kompletní výstupy programu ČSNw pro všechna soukolí jsou uvedeny v příloze [B3],[B4].



Obr. 5.7 – Řez převodovou skříní

6. Kontrola hřídelů

Pro přenos krouticích momentů je třeba navržená ozubená kola uložit na hřídele. Abychom byli schopni správně dimenzovat tyto součásti, je třeba znát síly, které je namáhají. Známe-li velikost zatížení, navrhujeme průměry a tvar hřídelů. Jelikož se jedná o dvou stupňovou převodovku, obsahuje hřídel vstupní, předlohový a výstupní. Všechny tři jsou dále podrobeny statické a deformační kontrole. Hřídel předlohový je navíc kontrolován z hlediska únavové bezpečnosti.

6.1 Síly v ozubení

Při přenosu krouticího momentu vznikají tyto síly: radiální síla F_r , axiální síla F_a a síla tečná F_t . Tyto síly jsou zachycovány v ložiskách. Síly F_r a F_a působí v rovině, jež je kolmá k rovině, v níž působí síla F_t . Síly se vypočtou podle následujících vztahů:

Tečná síla:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_K}{d} \quad [\text{N}] \quad (6.1)$$

Radiální síla:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad [\text{N}] \quad (6.2)$$

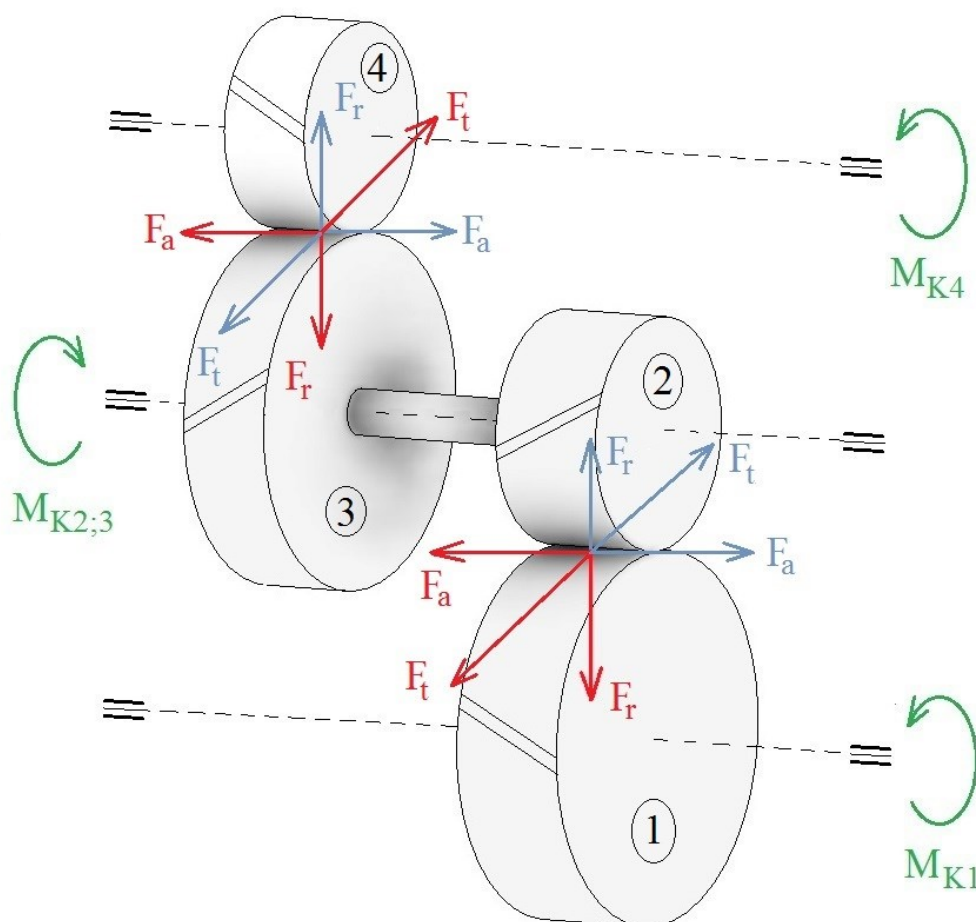
Axiální síla:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad [\text{N}] \quad (6.3)$$

Na obrázku 6.1 je znázorněno schéma sil vznikajících v ozubení. Jelikož testování probíhá na zátěžnou i zpětnou stranu, se smyslem otáčení se mění i směr působících sil. V tab. 6.1 jsou uvedeny výsledky výpočtu jednotlivých sil soukolí. Kompletní výpočet je uveden v příloze [C1].

Tab. 6.1 – Přehled sil vznikajících v ozubení při maximálním výkonu

Kolo 1	F_{t1}	169 424
	F_{r1}	69 840
	F_{a1}	90 084
Pastorek 2	F_{t2}	162 764
	F_{r2}	67 095
	F_{a2}	86 543
Kolo 3	F_{t3}	101 166
	F_{r3}	41 702
	F_{a3}	53 791
Pastorek 4	F_{t4}	97 741
	F_{r4}	40 291
	F_{a4}	51 970



Obr. 6.1 – Schéma sil vznikajících v ozubení

6.2 Návrh průměru hřídelů

Všechny hřídele jsou vyrobeny z materiálu 14 220.7. Mez kluzu $R_e = 530$ [MPa] dle [7]. Mez pevnosti $R_m = 800$ [MPa] dle [3]. Z pevnostní podmínky v krutu navrhujeme předběžný průměr hřídele, který bude dále zaokrouhlen na optimální hodnotu vzhledem k bezpečnosti a dále navrženým ložiskům.

Výpočet dovoleného napětí v krutu:

$$\tau_{KD} = \frac{0,6 \cdot R_e}{k} = \frac{0,6 \cdot 530}{1,5} = 212 \text{ [MPa]} \rightarrow \tau_{KD} = 200 \text{ [MPa]} \quad (6.4)$$

Výpočet minimálního průměru hřídele:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot 200}} \text{ [mm]} \quad (6.5)$$

Tab. 6.2 – Přehled průměrů hřídelů

Vstupní d_1	100 [mm]
Předlohový $d_{2;3}$	100 [mm]
Výstupní d_4	100 [mm]

6.3 Statická kontrola

Statická kontrola hřídele spočívá v určení statické bezpečnosti vůči plastické deformaci v maximálně namáhaném místě hřídele. Výpočet je proveden pro největší hodnotu zatížení, byť působícího v provozu po velmi krátkou dobu. V mnoha případech nemůžeme statickou únosnost plně využít, protože deformace, které při jejím dosažení vznikají, znemožňují správnou funkci hřídele. Z toho důvodu následuje kontrola maximálních deformací hřídele.

Hřídele v převodovce jsou namáhány ohybem za rotace a krutem. Ohybový moment je vyvozen působením sil v ozubení a krouticí moment hnacím motorem. Jedná se tedy o kombinované namáhání, které lze řešit pomocí redukovaného napětí, dle příslušné hypotézy. Každou hřídel je třeba vyšetřit ve dvou, navzájem kolmých rovinách xy a xz. Tyto průběhy jsou znázorněny na obrázcích 6.3 – 6.8. Ohybový moment v obou rovinách je sečten pomocí vzorce (6.6) a dále použit pro výpočet redukovaného momentu, napětí a výsledné statické bezpečnosti. Níže je uveden vzorový postup výpočtu. Kompletní výpočet je uveden v příloze [C2].

Maximální ohybový moment:

$$M_{\text{omax}} = \sqrt{M_{\text{oxz}}^2 + M_{\text{oxy}}^2} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (6.6)$$

Redukovaný moment dle hypotézy HMM:

$$M_{\text{RED}} = \sqrt{M_{\text{omax}}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_K)^2} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (6.7)$$

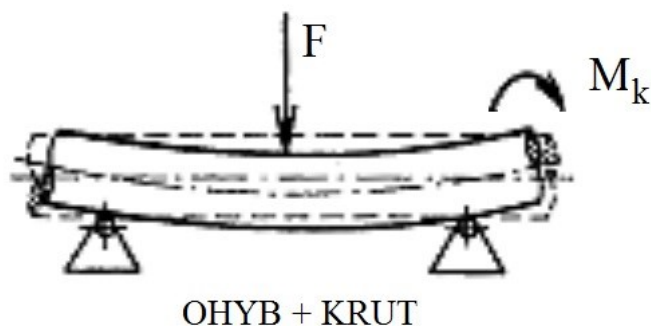
Redukované napětí dle hypotézy HMM:

$$\sigma_{\text{RED}} = \frac{32 \cdot M_{\text{RED}}}{\pi \cdot d} \quad [\text{MPa}] \quad (6.8)$$

Statická bezpečnost:

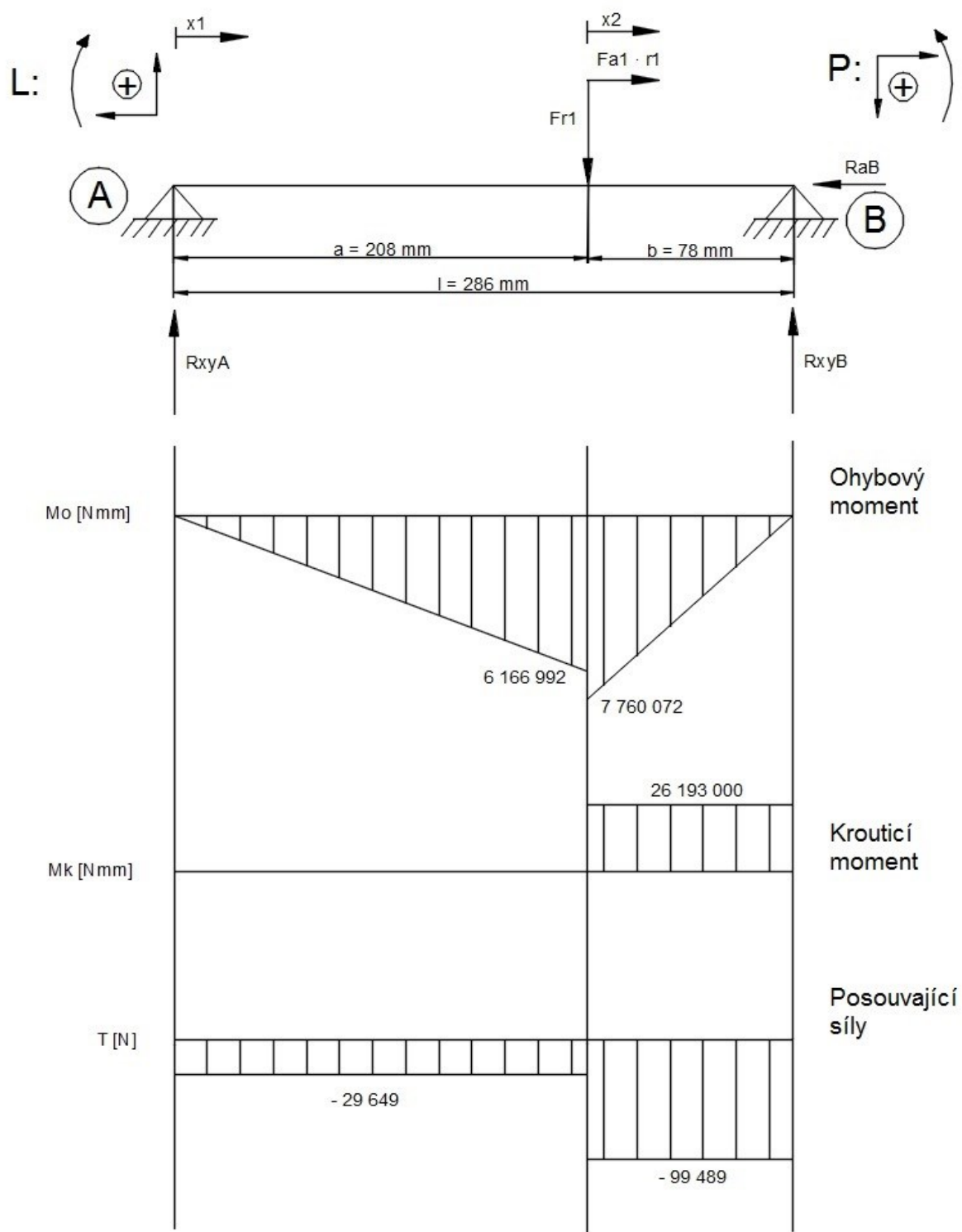
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{RED}}} \quad [-] \quad (6.9)$$

α_B – bachův opravný koeficient zohledňující vlivy způsobu namáhání hřídele
(pro střídavý ohyb a krut $\alpha_B = 1$)



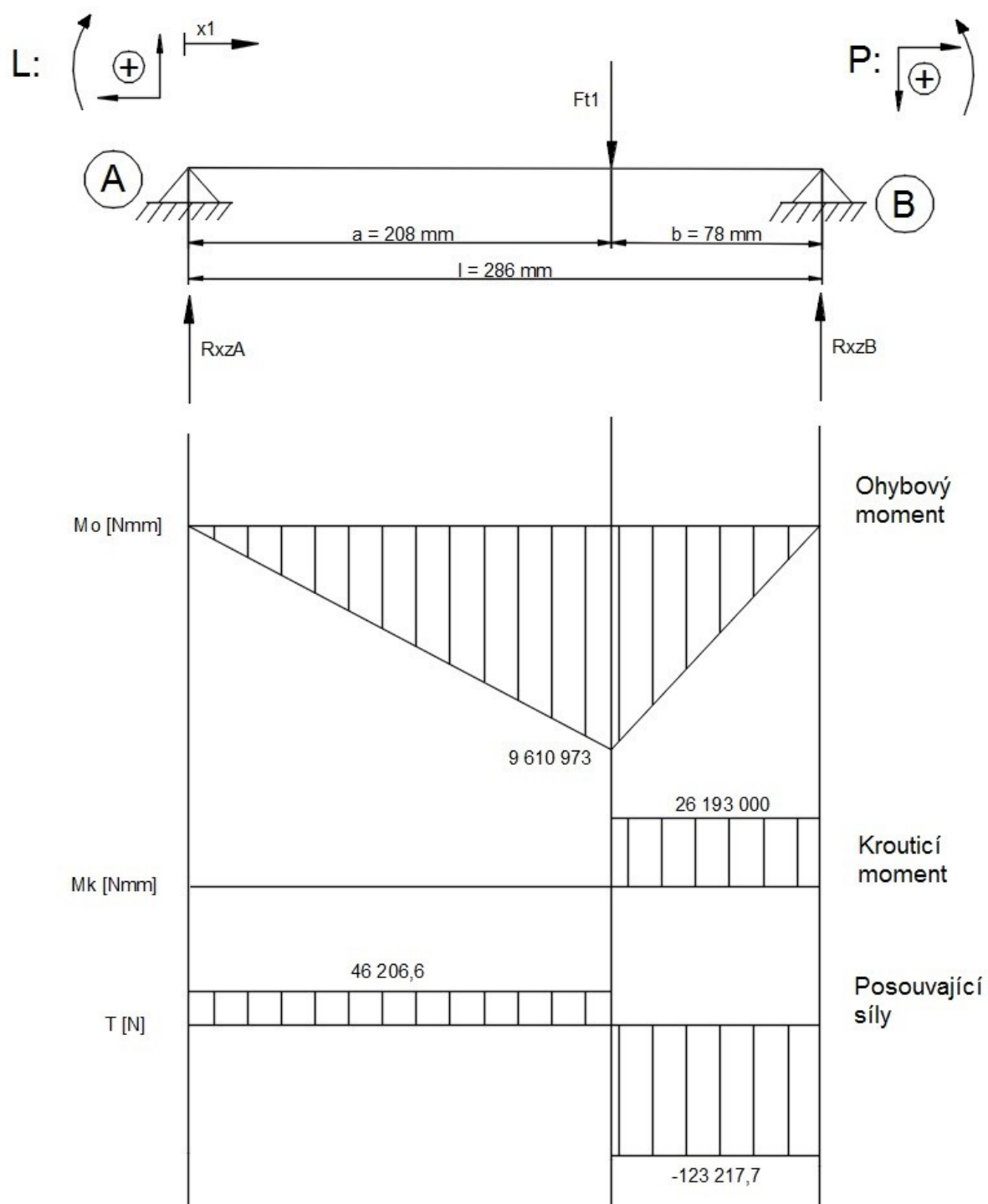
Obr. 6.2 – Zobrazení kombinovaného namáhání

Vstupní hřídel:



Obr. 6.3 – Průběhy zatížení vstupního hřídele v rovině xy [C2]

Vstupní hřídel:



Obr. 6.4 – Průběhy zatížení vstupního hřídele v rovině xz [C2]

Vstupní hřídel je uložen v dolní části převodové skříně. Přes spojovací přírubu KV 180, vstupuje krouticí moment do multiplikátoru. S hřídelí je spojeno jedno ozubené kolo pomocí drážkování. V tabulce 6.3 jsou uvedeny veličiny pro výpočet statické bezpečnosti pomocí redukovaného napětí HMH. Doporučená hodnota výsledné bezpečnosti se nachází v rozmezí $1,5 \div 2,5$. Vstupní hřídel z hlediska statické kontroly vyhověl.

Tab. 6.3 – Výsledky statické kontroly vstupního hřídele

Veličiny	Značení	Hodnota	Jednotky
Krouticí moment	M_K	26 193	[N · m]
Maximální ohybový moment	$M_{o\max}$	12 353	[N · m]
Redukovaný moment	M_{RED}	25 829	[N · m]
Redukované napětí	σ_{RED}	263,1	[MPa]
Statická bezpečnost	k_s	2	[-]

Akční síly v ozubení vyvolávají reakční síly, které je nutno zachytit v podporách. Podpory, jež představují ložiska, jsou označeny písmeny A, B. Hřídel byla kontrolována ve dvou navzájem kolmých rovinách a proto radiální reakční síly musejí být sečteny pomocí vzorců uvedených níže. Tabulka 6.4 obsahuje výsledné reakce v podporách, které budou dále použity pro výpočet ložisek. Celý výpočet reakcí v podporách je uveden v příloze [C2].

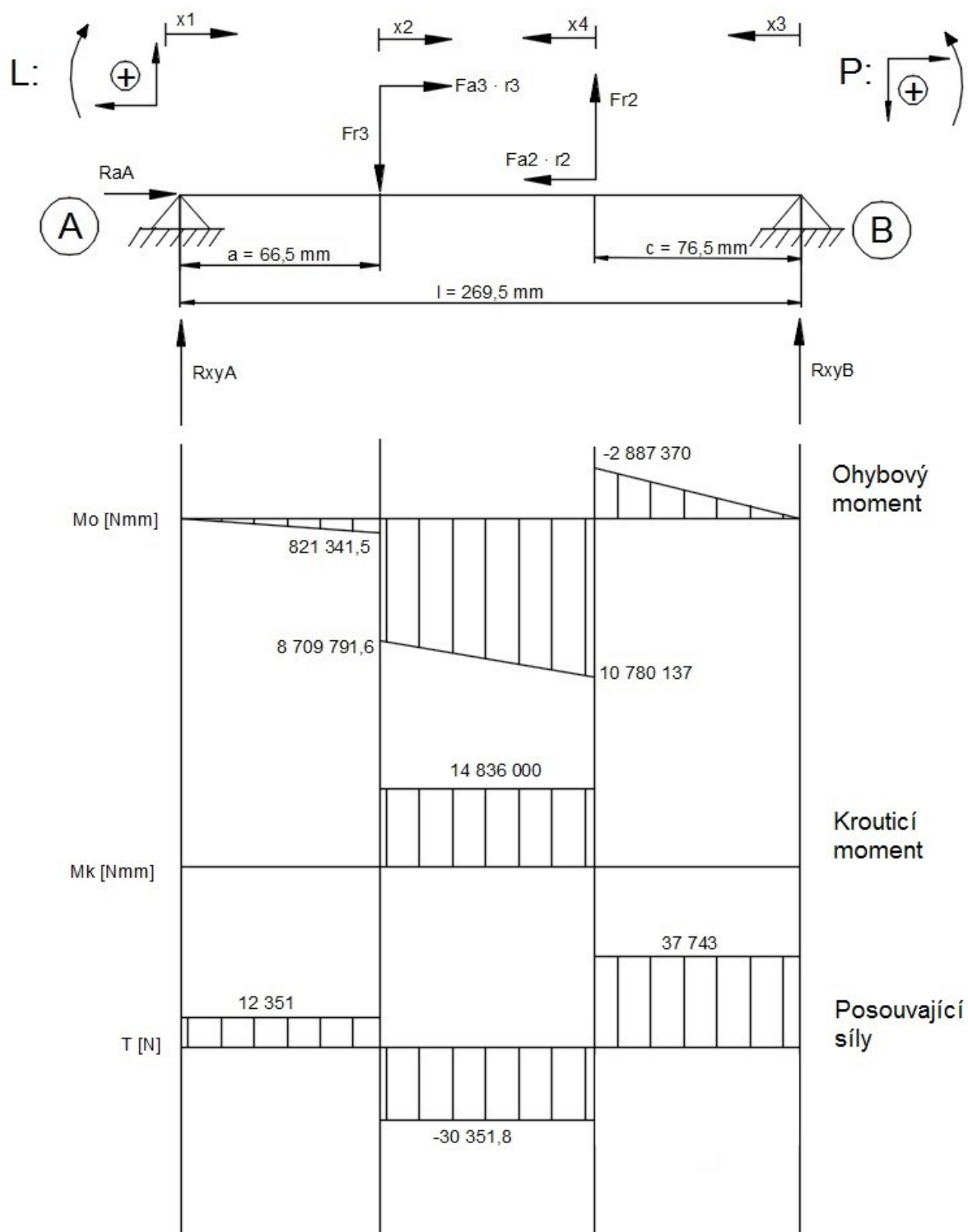
$$R_A = \sqrt{R_{XYA}^2 + R_{XZA}^2} \text{ [N]} \quad (6.10)$$

$$R_B = \sqrt{R_{XYB}^2 + R_{XZB}^2} \text{ [N]} \quad (6.11)$$

Tab. 6.4 – Reakční síly v podporách

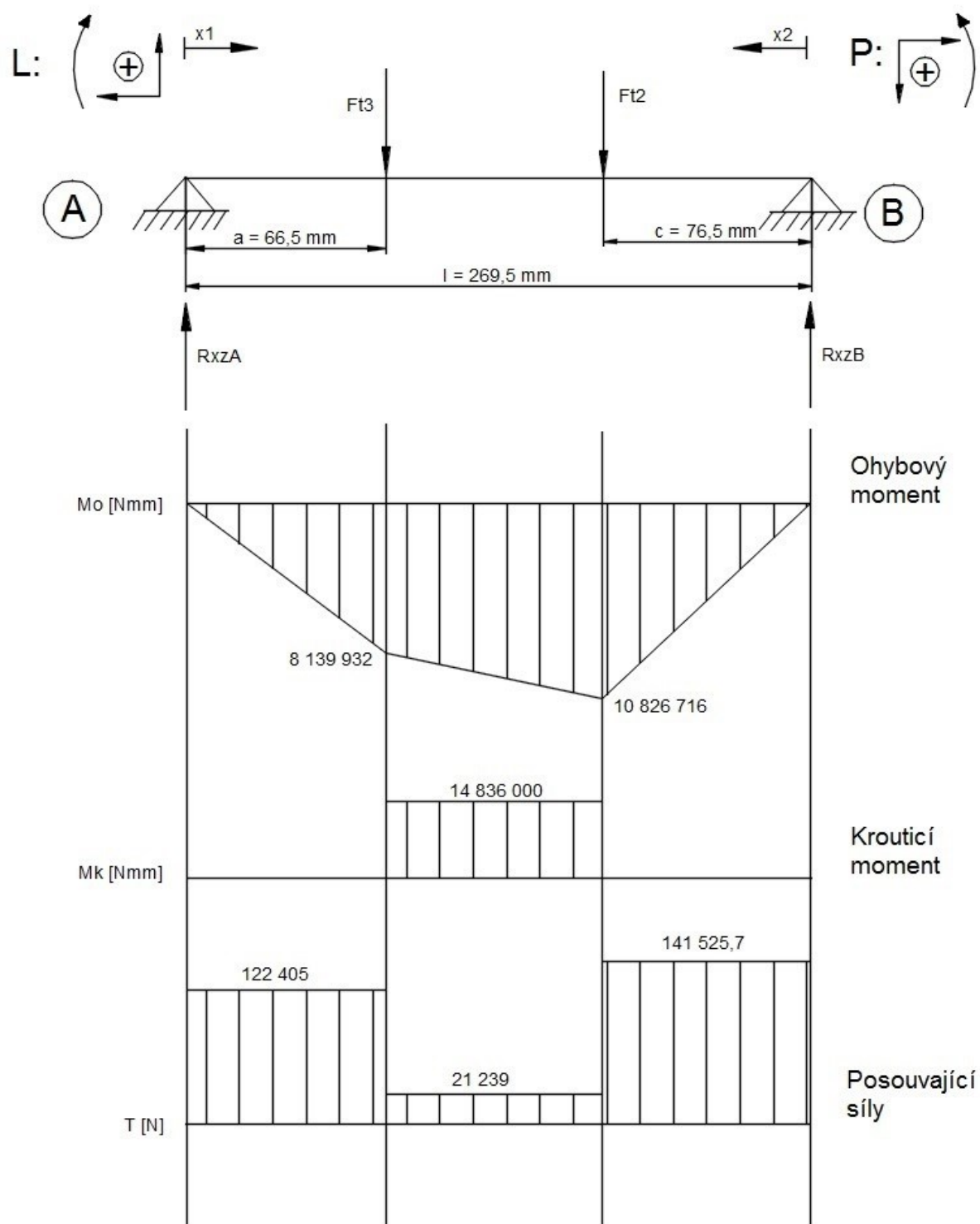
Podpora A	Podpora B	
$R_A = 54\,901$	$R_B = 158\,359$	$R_{aB} = 90\,085$

Předlohový hřídel:



Obr. 6.5 – Průběhy zatížení předlohového hřídele v rovině xy [C2]

Předlohový hřídel:



Obr. 6.6 – Průběhy zatížení předlohového hřídele v rovině xz [C2]

Předlohový hřídel je umístěn ve střední části převodové skříně. Pomocí drážkování je spojen se dvěma ozubenými koly. V tabulce 6.5 jsou uvedeny veličiny pro výpočet statické bezpečnosti pomocí redukovaného napětí H_{MH} . Výsledná hodnota statické bezpečnosti vypovídá o mírném předimenzování hřídele. Avšak z hlediska statické kontroly vyhověl.

Tab. 6.5 – Výsledky statické kontroly předlohového hřídele

Veličiny	Značení	Hodnota	Jednotky
Krouticí moment	M_K	14 836	[N · m]
Maximální ohybový moment	$M_{o\max}$	13 895	[N · m]
Redukovaný moment	M_{RED}	18 925	[N · m]
Redukované napětí	σ_{RED}	192,8	[MPa]
Statická bezpečnost	k_s	2,75	[-]

Stejně jako v předchozím případě byla hřídel kontrolována ve dvou navzájem kolmých rovinách a proto radiální reakční síly musejí být sečteny pomocí vzorců uvedených níže. Tabulka 6.6 obsahuje výsledné reakce v podporách, které budou dále použity pro výpočet ložisek.

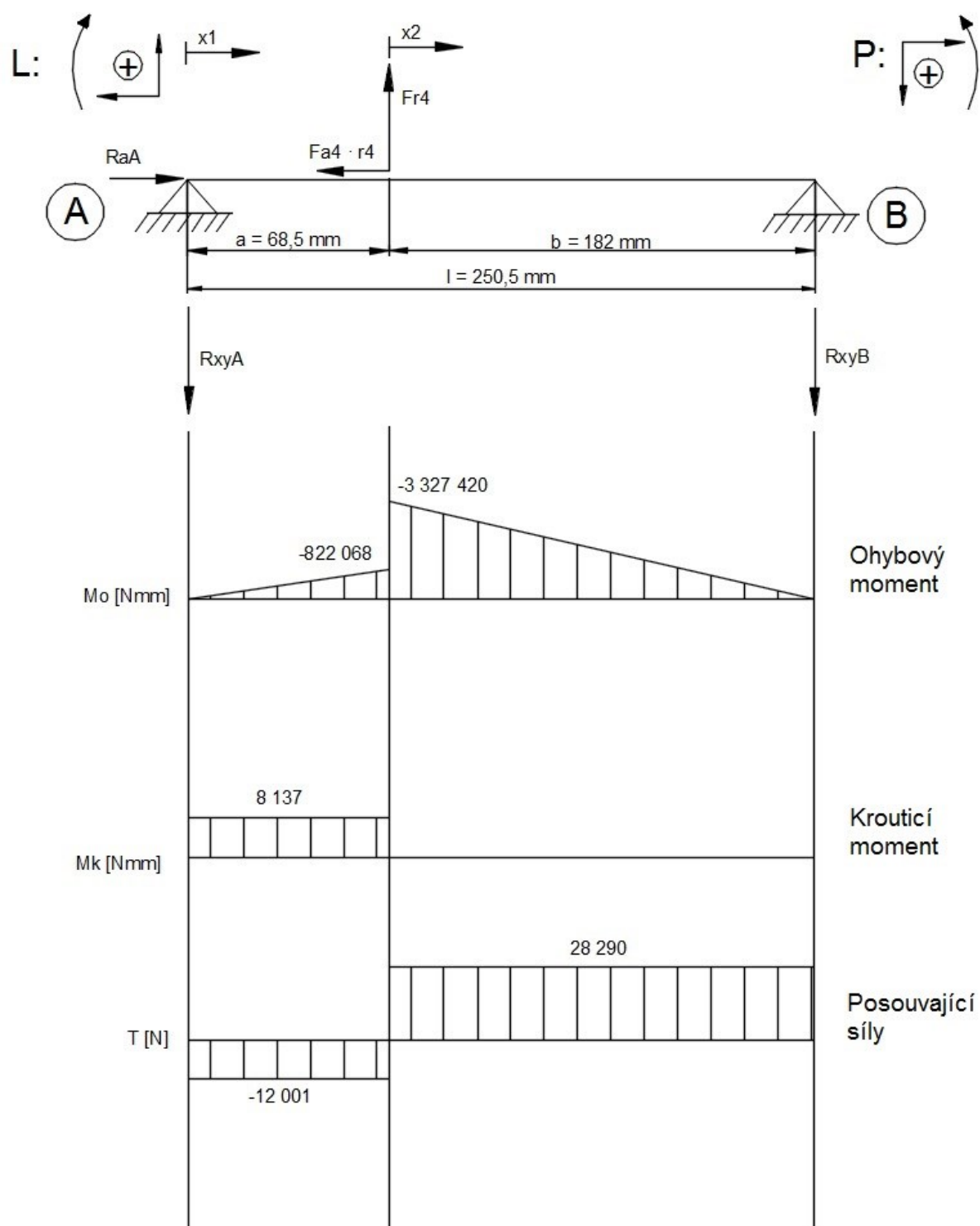
$$R_A = \sqrt{R_{XYA}^2 + R_{XZA}^2} \text{ [N]}$$

$$R_B = \sqrt{R_{XYB}^2 + R_{XZB}^2} \text{ [N]}$$

Tab. 6.6 – Reakční síly v podporách

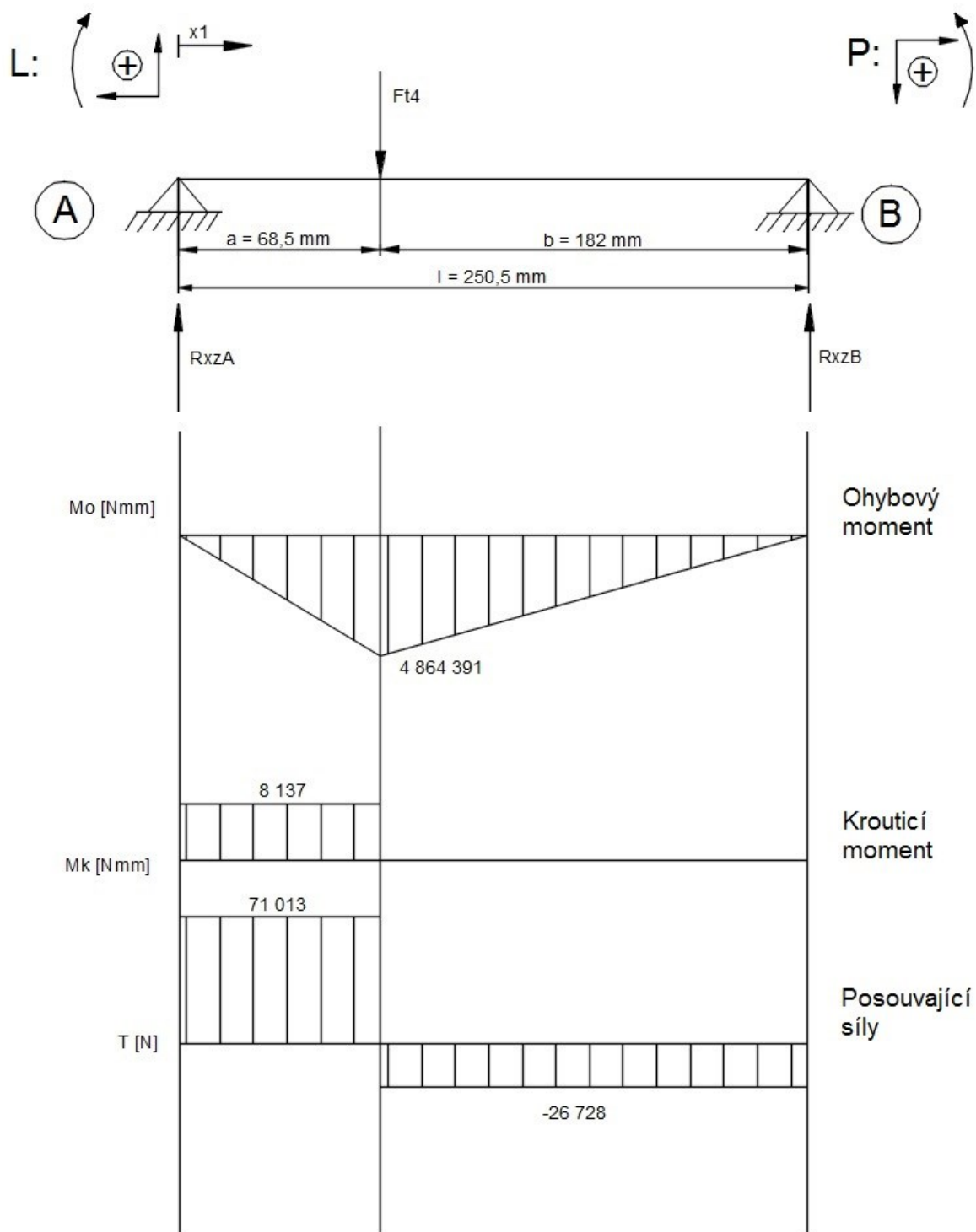
Podpora A		Podpora B
$R_A = 123\,027$	$R_{aA} = 32\,752$	$R_B = 146\,472$

Výstupní hřídel:



Obr. 6.7 – Průběhy zatížení výstupního hřídele v rovině xy [C2]

Výstupní hřídel:



Obr. 6.8 – Průběhy zatížení výstupního hřídele v rovině xz [C2]

Výstupní hřídel je umístěn ve vrchní části převodové skříně. S hřídelí je spojeno jedno ozubené kolo pomocí drážkování. Letmo uložený konec na výstupní straně je opatřen drážkou pro pero. Takto je převodovka spojena se zátěžným motorem. V tabulce 6.7 jsou uvedeny veličiny pro výpočet statické bezpečnosti pomocí redukovaného napětí HMH. Výsledná hodnota statické bezpečnosti poukazuje na značné předimenzování. Průměr hřídele byl zvolen zejména z důvodu životnosti ložisek.

Tab. 6.7 – Výsledky statické kontroly předlohového hřídele

Veličiny	Značení	Hodnota	Jednotky
Krouticí moment	M_K	8 137	[N · m]
Maximální ohybový moment	$M_{o\max}$	7 083	[N · m]
Redukovaný moment	M_{RED}	9 991	[N · m]
Redukované napětí	σ_{RED}	101,8	[MPa]
Statická bezpečnost	k_s	5,2	[-]

Podobně jako v předchozích případech byla hřídel kontrolována ve dvou navzájem kolmých rovinách a proto radiální reakční síly musejí být sečteny pomocí vzorců uvedených níže. Tabulka 6.8 obsahuje výsledné reakce v podporách, které budou dále použity pro výpočet ložisek.

$$R_A = \sqrt{R_{XYA}^2 + R_{XZA}^2} \text{ [N]}$$

$$R_B = \sqrt{R_{XYB}^2 + R_{XZB}^2} \text{ [N]}$$

Tab. 6.8 – Reakční síly v podporách

Podpora A		Podpora B
$R_A = 72\,012$	$R_{aA} = 51\,070$	$R_B = 38\,919$

6.4 Kontrola maximálních deformací

Deformace hřídele mají nepříznivý vliv na funkci nasazených ložisek, kol a jejich spojení s hřídelí. Deformace nerovnoměrně zvyšují kontaktní měrné tlaky v dotykových plochách a tím snižují únosnost těchto míst, např. únosnost v dotyku boků zubů ozubeného soukolí. Kontrola ohybové a torzní deformace je vždy prováděna pro maximální zatížení. Dovolené hodnoty průhybových a torzních deformací jsou následující:

Maximální průhyb: ($L = 286 \text{ mm}$)

$$v_{\max} \leq v_D = 3 \cdot 10^{-4} \cdot L = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 286 = 0,0858 \text{ [mm]} \quad (6.12)$$

Průhyb pod ozubeným kolem: ($m=7$)

$$v \leq v_{\text{DOK}} = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 7 = 0,07 \text{ [mm]} \quad (6.13)$$

Torzní deformace:

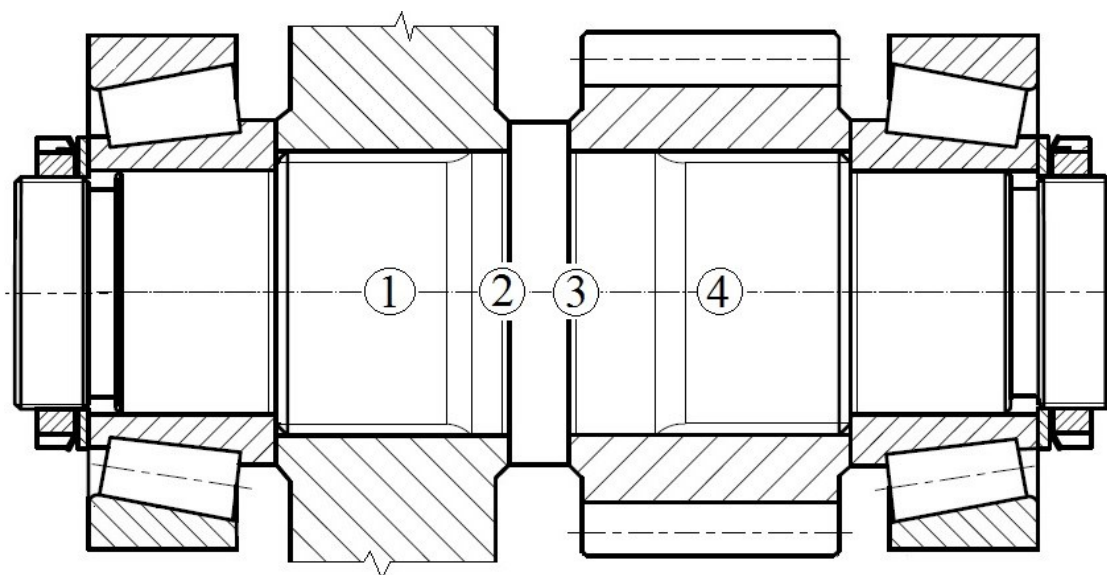
$$\varphi \leq \varphi_D = 0,25 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (6.14)$$

Uvedené dovolené hodnoty plynou z provozních zkušeností. Například při větším naklopení působí na ložiska přidavné namáhání, což se projevuje zkrácením trvanlivosti a zvýšením hlučnosti za provozu. V tabulce 6.9 jsou uvedeny výsledky deformační kontroly provedené v programu Inventor [15]. Kompletní výstupy kontroly jsou uvedeny v příloze [C4].

Tab. 6.9 – Hodnoty průhybových deformací hřídele

	Vstupní hřídel	Předlohový hřídel	Výstupní hřídel	Dovolená hodnota
Maximální průhyb [mm]	0,077	0,103	0,039	0,0858
Průhyb pod OK [mm]	0,075	0,08	0,037	0,07
Torzní deformace [°]	0,15	0,24	0,04	0,25

7. Dynamická kontrola předlohového hřídele



Obr. 7.1 – Zobrazení kritických míst hřídele

Místo 1

V tomto místě je uloženo kolo číslo 3 pomocí drážkování. Jedná se o místo s velkou hodnotou ohybového momentu. Pro výpočet byl použit kruhový průřez, odpovídající patní kružnici evolventního drážkování 110 x 4 ČSN 01 4950.1. Průběhy ohybových momentů jsou zobrazeny na obrázcích 6.5 a 6.6.

Místo 2

Zde se nachází zápich typu G v osazení hřídele. Výpočet ohybových momentů v jednotlivých rovinách je vypočten v příloze [C3].

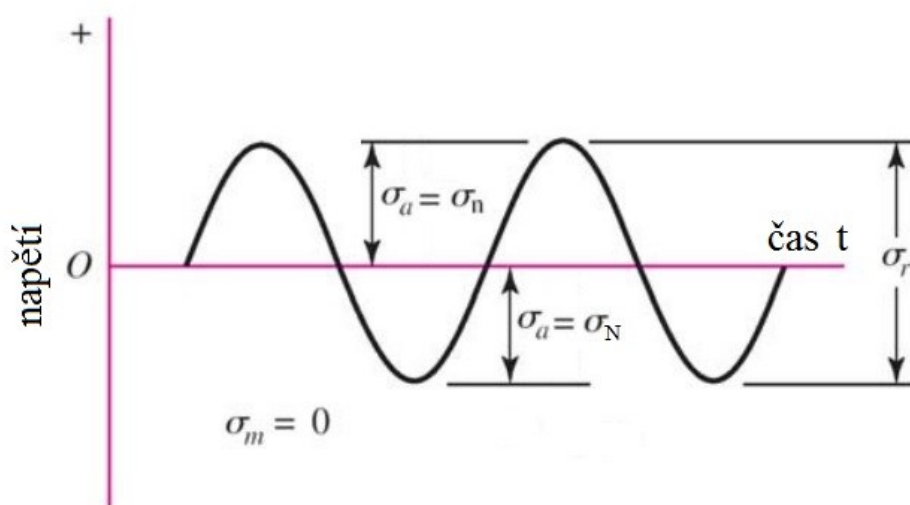
Místo 3

Zde se nachází zápich typu G v osazení hřídele. Výpočet ohybových momentů v jednotlivých rovinách je vypočten v příloze [C3].

Místo 4

V tomto místě je uloženo kolo číslo 2 pomocí drážkování. Jedná se o místo s velkou hodnotou ohybového momentu. Pro výpočet byl použit kruhový průřez, odpovídající patní kružnici evolventního drážkování 110 x 4 ČSN 01 4950.1. Průběhy ohybových momentů jsou zobrazeny na obrázcích 6.5 a 6.6.

Zatížení, které se v čase mění, se u strojů vyskytuje častěji než zatížení statické. Je způsobeno silami, které se během zatížení periodicky mění nebo silami neměnné velikosti při proměnlivé poloze zatěžované části. Během zatěžování může být průběh napětí obecný, ovšem jeho tvar nemá znatelný vliv na výsledek. Tento průběh obvykle nahrazujeme nám příjemnějším harmonickým (sinusovým) průběhem. Sinusový průběh lze také snadněji analyticky vyjádřit a lze ho při výpočtu snadno realizovat. Napětí kolísá mezi maximální a minimální hodnotou, jak je zobrazeno na obrázku 7.2. Obecně je hřídel nejčastěji zatěžován ohybem za rotace. Postup výpočtu je uveden níže, kompletní je pak uveden v příloze [C3].



Obr. 7.2 – Souměrně střídavý zátěžný cyklus

Materiál hřídele 14 220.7

Mez pevnosti v tahu:

$$R_m = (740 \div 880) \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{Zvoleno } R_m = 800 \text{ [MPa]}$$

Točivý moment:

$$M_{K2;3} = 14\,843\,000 \text{ [Nmm]}$$

Napětí na mezi únavy v ohybu:

$$\sigma_{OC} = 0,74 \cdot R_m = 0,74 \cdot 800 = 592 \text{ [MPa]} \quad (7.1)$$

Napětí na mezi únavy v krutu:

$$\tau_{kC} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 800 = 400 \text{ [MPa]} \quad (7.2)$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_{O1} = \sqrt{M_{OXY}^2 + M_{OXZ}^2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (7.3)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad [\text{mm}^3] \quad (7.4)$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad [\text{mm}^3] \quad (7.5)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (7.6)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [\text{MPa}] \quad (7.7)$$

Míra dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{OC}}{\frac{\beta_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_{m\sigma} \cdot \varepsilon_p} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad [-] \quad (7.8)$$

Míra dynamické bezpečnosti v krutu:

$$k_\tau = \frac{\tau_{kC}}{\frac{\beta_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_{m\tau} \cdot \varepsilon_p} + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad [-] \quad (7.9)$$

Výsledná míra dynamické bezpečnosti:

$$k_d = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad [-] \quad (7.10)$$

Tab. 7.1 – Výsledky a výpočetní hodnoty dynamické kontroly

		Číslo kritického místa				
	Znační	1	2	3	4	Jednotky
	$\varnothing d$	101,2	105	105	101,2	[mm]
	ε_p	0,82	0,82	0,82	0,82	[-]
Ohyb	M_o	11 921 366	11 718 714	11 709 315	11 927 773	[N · mm]
	W_o	101 751	113 650	113 650	101 751	[mm ³]
	σ_o	117,2	103,1	103	117,2	[MPa]
	σ_a	117,2	103	103	117,2	[MPa]
	σ_m	0	0	0	0	[MPa]
	ψ_σ	0,18	0,18	0,18	0,18	[-]
	β_σ	1,8	1,7	1,7	1,8	[-]
	$\varepsilon_{m\sigma}$	0,74	0,7	0,7	0,74	[-]
	k_σ	1,7	2,2	2,2	1,7	[-]
Krut	W_k	203 503	227 299	227 299	203 503	[mm ³]
	τ_k	72,9	65,3	65,3	72,9	[MPa]
	τ_a	36,5	32,7	32,7	36,5	[MPa]
	τ_m	36,5	32,7	32,7	36,5	[MPa]
	ψ_τ	0,1	0,1	0,1	0,1	[-]
	β_τ	1,3	1,5	1,5	1,3	[-]
	$\varepsilon_{m\tau}$	0,72	0,7	0,7	0,72	[-]
	k_τ	4,77	4	4	4,77	[-]
	k_d	1,6	1,93	1,93	1,6	[-]

Výpočet prokázal, že nejkritičtější místa testované hřídele se nachází pod ozubenými koly, v místech největšího ohybového momentu. Jsou to místa 1 a 4, kde míra výsledné bezpečnosti dosáhla své nejnižší hodnoty, jak je uvedeno v tabulce 7.1. Doporučená hodnota výsledné bezpečnosti pro známé vstupní hodnoty se pohybuje v rozmezí $1,2 \div 1,6$. Na závěr tedy můžeme konstatovat. I když jsou tyto místa označena jako kritická, z hlediska dynamické bezpečnosti vyhovují.

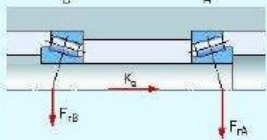
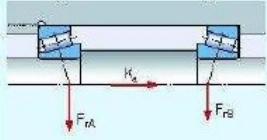
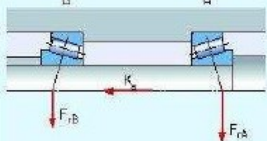
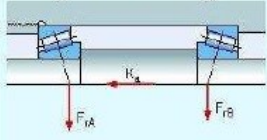
8. Výpočet ložisek

Pro uložení všech tří hřídelů ve skřini bylo jako nejvhodnější varianta zvoleno jednořadé kuželíkové ložisko firmy Timken. Tyto ložiska jsou schopné přenášet velké radiální i axiální síly vzhledem k potřebnému zástavbovému prostoru. Výpočet byl prováděn jako informativní. Tím pádem společnost Tatra a.s. přihlíží k výpočtu jako návrhovému a komplexní kontrola je poté zadána specializované firmě.

Návrhový výpočet byl proveden analyticky pomocí metodiky SKF (obr. 8.1). Při výpočtu ložisek je nutno dbát na druh uspořádání ložisek a poměr axiální a radiální síly. Dále byla životnost kontrolována v programu Inventor [15].

Tabulka 3

Axiální zatížení působící na uložení se dvěma jednořadými kuželíkovými ložisky anebo ložisky montovanými ve dvojicích do tandemu

Uložení	Zatěžovací případ	Axiální síly	
<p>Zády k sobě (do "0")</p> 	<p>1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	$F_{a0} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	$F_{a0} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	$F_{a0} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Zády k sobě (do "0")</p> 	<p>2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	$F_{a0} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{a0} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{a0} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Obr. 8.1 – Metodika výpočtu axiálních a radiálních sil v ložisku [10]

8.1 Ložiska vstupního hřídele

Pro vstupní hřídel bylo zvoleno ložisko ABMA ISO T4GB101.6 [11] s těmito parametry:

$$Y = 0,86 \quad X = 1 \quad C = 828\,000 \text{ N} \quad e = 0,7$$

$$Y_0 = 0,33 \quad X_0 = 0,5 \quad C_0 = 827\,000 \text{ N} \quad p = 3,33$$

Zatěžovací případ:

$$K_A = R_{aB} = 90\,084,5 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rA}}{Y} = \frac{54\,901}{0,86} = 63\,833 \text{ N} \quad (8.1)$$

$$\frac{F_{rB}}{Y} = \frac{158\,369}{0,86} = 184\,150 \text{ N} \quad (8.2)$$

$$0,5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y} - \frac{F_{rA}}{Y} \right) = 0,5 \cdot \left(\frac{158\,369}{0,86} - \frac{54\,901}{0,86} \right) = 60\,156 \text{ N} \quad (8.3)$$

$$\frac{F_{rA}}{Y} < \frac{F_{rB}}{Y} \quad (8.4)$$

$$0,5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y} - \frac{F_{rA}}{Y} \right) < K_A \quad (8.5)$$

Další výpočet dle schématu 1b.

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 54\,901}{0,86} = 31\,919 \text{ N} \quad (8.6)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_A = 31\,919 + 90\,084,5 = 122\,003 \text{ N} \quad (8.7)$$

8.2 Ložiska předlohového hřídele

Pro předlohový hřídel bylo zvoleno ložisko ABMA ISO T4GD95.25 [11] s těmito parametry:

$$\begin{array}{llll} Y = 1,88 & X = 1 & C = 715\,000 \text{ N} & e = 0,32 \\ Y_0 = 0,33 & X_0 = 0,5 & C_0 = 906\,000 \text{ N} & p = 3,33 \end{array}$$

Zatěžovací případ:

$$K_A = R_{aA} = 32\,752 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rA}}{Y} = \frac{123\,026,5}{1,88} = 65\,440 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rB}}{Y} = \frac{146\,472}{1,88} = 77\,911 \text{ N}$$

$$0,5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y} - \frac{F_{rA}}{Y} \right) = 0,5 \cdot \left(\frac{146\,472}{1,88} - \frac{123\,026,5}{1,88} \right) = 6\,235 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rA}}{Y} < \frac{F_{rB}}{Y}$$

$$0,5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y} - \frac{F_{rA}}{Y} \right) < K_A$$

Další výpočet dle schématu 2a.

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 146\,472}{1,88} = 38\,955 \text{ N} \quad (8.8)$$

$$F_{aA} = F_{aB} + K_A = 38\,955 + 32\,752 = 71\,707 \text{ N} \quad (8.9)$$

8.3 Ložiska výstupního hřídele

Pro výstupní hřídel bylo zvoleno ložisko ABMA ISO T4GD95.25 [11] s těmito parametry:

$$\begin{array}{llll} Y = 1,88 & X = 1 & C = 715\,000 \text{ N} & e = 0,32 \\ Y_0 = 0,33 & X_0 = 0,5 & C_0 = 906\,000 \text{ N} & p = 3,33 \end{array}$$

Zatěžovací případ:

$$K_A = 51\,970 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rA}}{Y} = \frac{72\,020}{1,88} = 38\,309 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rB}}{Y} = \frac{38\,918,5}{1,88} = 20\,701 \text{ N}$$

$$0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y} - \frac{F_{rB}}{Y} \right) = 0,5 \cdot \left(\frac{72\,020}{1,88} - \frac{38\,918,5}{1,88} \right) = 8\,804 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rA}}{Y} > \frac{F_{rB}}{Y}$$

$$0,5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y} - \frac{F_{rA}}{Y} \right) < K_A$$

Další výpočet dle schématu 2b.

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 38\,918,5}{1,88} = 10\,351 \text{ N}$$

$$F_{aA} = F_{aB} + K_A = 10\,351 + 51\,970 = 62\,321 \text{ N}$$

Tab. 8.1 – Přehled životností ložisek

Typ hřídele	Životnost ložiska
Vstupní hřídel	5 731 h
Předlohový hřídel	2 223 h
Výstupní hřídel	3 541 h

Tab. 8.1 uvádí výsledné životnosti ložisek vypočtené v programu Inventor [15]. Stejná ložiska byla použita na obou stranách hřídelů. Životnost je počítána pro 10 % spolehlivost poruchy. Výpočty byly prováděny pro ložisko, které přenáší axiální sílu a je tedy více namáháno. Ložiska nedosahují požadované životnosti, avšak výpočty byly prováděny pro maximální zatížení. Výsledná životnost byla konzultována s pracovníky v oboru konstrukce společnosti Tatra a.s.[8] a je považována za vyhovující. Výstup z programu Inventor je uveden v příloze [D].

9. Výpočet délky drážkování

Jelikož všechny hřídele mají stejný průměr, bylo zvoleno jednotné evolventní drážkování 110x4.0 ČSN 01 4950.1 s těmito parametry:

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$z = 26 \text{ zubů}$$

$$D = 100 \text{ mm}$$

Patní průměr drážkování:

$$d_f = D - 2,76 \cdot m = 110 - 2,76 \cdot 4 = 101,2 \text{ mm} \quad (9.1)$$

Hlavový průměr hřídele:

$$d_a = D - 2 \cdot m = 110 - 2 \cdot 4 = 102 \text{ mm} \quad (9.2)$$

Hlavový průměr náboje:

$$D_a = D - 0,2 \cdot m = 110 - 0,2 \cdot 4 = 109,2 \text{ mm} \quad (9.3)$$

Střední průměr drážkování:

$$D_s = \frac{D_a + d_a}{2} = \frac{109,2 + 102}{2} = 105,6 \text{ mm} \quad (9.4)$$

Kolo 1

Obvodová síla:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{K1}}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 26\,193\,000}{0,5 \cdot 26 \cdot 105,6} = 38\,160 \text{ N}$$

Určení délky drážkování z dovoleného měrného tlaku:

$$l \geq \frac{2 \cdot F_1}{(D_a - d_a) \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 38\,160}{(109,2 - 102) \cdot 100} = 106 \text{ mm}$$

Zvolena délka drážkování $l = 110 \text{ mm}$.

Kolo 2, Kolo 3

Obvodová síla:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{K2;3}}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 14\,836\,000}{0,5 \cdot 26 \cdot 105,6} = 21\,614,2 \text{ N}$$

Určení délky drážkování z dovoleného měrného tlaku:

$$l \geq \frac{2 \cdot F_1}{(D_a - d_a) \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 21\,614,2}{(109,2 - 102) \cdot 100} = 60 \text{ mm}$$

Zvolena délka drážkování $l = 80 \text{ mm}$.

10. Závěr

Cíle stanovené v zadání diplomové práce byly splněny. Bylo navrženo zařízení na testování náprav nákladního automobilu značky Tatra. Zejména dvoustupňová převodovka tak, aby co nejlépe vyhovovala požadovaným parametrům.

V úvodu práce je zmíněna metodika předešlého testování náprav v externích firmách. Byl nastíněn princip otevřeného a uzavřeného okruhu a zpracováno schéma celého zařízení.

Na začátku návrhu se specifikovalo zatížení náprav a vypočetl adhezní moment, ke kterému se přihlíželo při volbě hnacího a zátěžných motorů. Další postup byl pak soustředěn na návrh převodovky, která je součástí zařízení. Po upřesnění uspořádání, je navrženo dvojí soukolí. Pomocí výpočetních programů byla stanovena geometrie ozubení a provedena pevnostní kontrola, zaměřená především na únavové namáhání zubů v ohybu, dotyku a jednorázové přetížení zubu. Soukolí byla kontrolována dle normy DIN 3990 metodou B. Nejkritičtější částí pevnostní kontroly, je únosnost zubů v dotyku, kde se soukolí 1-2 pohybuje na hraně časované a trvalé pevnosti s výslednou hodnotou bezpečnosti $s_H = 1,002$. Ostatní parametry kontroly jsou zcela vyhovující. Dbáno je také na požadavek použití existující skříně a tím pádem dodržení osové vzdálenosti.

Dále se práce zaměřuje na statickou kontrolu navržených hřídelů, kde jsou kritéria bezpečnosti splněny. Předlohový hřídel převodovky byl vybrán pro výpočet dynamické kontroly na únavovou bezpečnost. Kontrole byla podrobena 4 kritická místa. Ukázalo se, že nejmenší hodnota výsledné bezpečnosti $k_d = 1,6$ se nachází v místech největších ohybových momentů, pod ozubenými koly. Bezpečnost v těchto místech je i tak dostatečná.

V neposlední řadě se práce zaměřuje na návrh a kontrolu životnosti ložisek. Pro všechny hřídele byl zvolen stejný typ a to kuželíkové, od firmy Timken. Požadovaná životnost ložisek je 10 000 hodin. Ani jedno této hodnoty nedosahuje z důvodu velkých zátěžných sil, které ložiska přenášejí. Nutno podotknout, že společnost Tatra a.s. měla již dříve problém s životností ložisek u tohoto zařízení. Proto je po konzultaci s firmou tato životnost vyhovující. Práce je završena návrhem drážkování, které spojuje ozubená kola s hřídelemi.

Navržené zařízení vyhovuje všem výpočetním kontrolám a je tedy plně využitelné pro svou funkci, testování náprav.

11. Použitá literatura:

- [1] RAJCOVÁ, B.: *Metodika skúšok náprav v oddelení skúšobne náprav a navíjakov v TATRA*, Bánovka nad Bebravou, Tatra a.s., 1989
- [2] VYHLÍDAL, A.: *Návrh metodiky zkoušek náprav T 815 na uzavřeném okruhu ve VÚ SZS BRNO*, Brno, 1988
- [3] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka, svazek 5*, Praha, Scientia s.r.o., 1994, ISBN 80-85827-58-1.
- [4] VLK, F.: *Převodová ústrojí motorových vozide*, Brno, Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5275-2.
- [5] LEINVEBER, J., ŘASA, J.: *Strojnické tabulky*, Praha, Scientia s.r.o., 2000, ISBN 80-7183-164-6.
- [6] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I – spojovací části strojů*, Ostrava, Monatex a.s, 2000, ISBN 80-7225-018-5.
- [7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN isbn978-80-248-1860-3.
- [8] Odborné konzultace: oddělení konstrukce TATRA a.s. Kopřivnice

Internetové odkazy:

- [9] Webové stránky firmy TATRA, a.s. Kopřivnice [online]. [cit. 2018-05-10]
Dostupné z: <http://www.tatra.cz>
- [10] Webové stránky firmy SKF- interaktivní katalog [online]. [cit. 2018-05-10]
Dostupné z: <http://www.skf.com/portal/skf/home>
- [11] Webové stránky firmy Timken- katalog [online]. [cit. 2018-05-10]
Dostupné z: <https://www.timken.com>

- [12] Webové stránky firmy ABB [online]. [cit. 2018-05-10]
Dostupné z: <http://new.abb.com>

Použité programové vybavení:

- [13] NĚMČEK, M.: *Geometrie*. Program pro výpočet ozubení, Ostrava :
VŠB – TU, 2010.
- [14] NĚMČEK, M.: *ČSN_w*. Program pro pevnostní výpočet ozubení, Ostrava :
VŠB – TU, 2010.
- [15] AUTODESK, Inc.: *Autodesk Inventor Professional 2016*, verze 2016 (Build
200138000, 138), 2015, 3D parametrický CAD.

Použité normy:

- [16] DIN 3990 T1 – T5: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnräder. Teil 1 – 5.
Deutsche norm 1987.
- [17] ČSN ISO 6336: *Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými
zuby*. Praha: Český normalizační institut, 2014.

Seznam příloh

A – Výkresová dokumentace

- A1 – Výkres sestavy: MULTIPLIKÁTOR, číslo výkresu: DIP-2018-S
- A2 – Výrobní výkres: HŘÍDEL VSTUPNÍ, číslo výkresu: DIP-2018-01
- A3 – Výrobní výkres: HŘÍDEL PŘEDLOHOVÁ, číslo výkresu: DIP-2018-02
- A4 – Výrobní výkres: HŘÍDEL VÝSTUPNÍ, číslo výkresu: DIP-2018.03
- A5 – Výrobní výkres: OZUBENÉ KOLO 1, číslo výkresu: DIP-2018-06
- A6 – Výrobní výkres: VÍKO 6, číslo výkresu: DIP-2018-12

B – Výpočet ozubení

- B1 – Geometrie soukolí 1-2
- B2 – Geometrie soukolí 3-4
- B3 – Výstup pevnostní kontroly soukolí 1-2
- B4 – Výstup pevnostní kontroly soukolí 3-4

C – Výpočet hřídelů

- C1 – Síly v ozubení, návrh průměrů hřídelů
- C2 – Reakce v podporách, průběhy zatížení, statická bezpečnost
- C3 – Výpočet dynamické bezpečnosti předlohového hřídele
- C4 – Kontrola hřídelů v programu Inventor

D – Kontrola životnosti ložisek v programu Inventor

- D1 – Ložiska vstupního hřídele
- D2 – Ložiska předlohového hřídele
- D3 – Ložiska výstupního hřídele

E – Použité součinitele a další údaje

Poděkování

Moc děkuji panu Ing. Petru Maršálkovi, Ph.D. za cenné rady a ochotu při tvorbě mé diplomové práce

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Převodový poměr	u	[-]		1.696	
Počet zubů	z	[-]	23		39
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	32.344		54.844
Normální modul	m_n	[mm]		7.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		7.928	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		28.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		26.17785	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		22.40252	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		21.96290	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		245.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		245.76770	
Jednotková korekce	x	[-]	0.11273		-0.22139
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.78914		-1.54972
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		-0.10865	
Jednotkové přísunutí kol	Δy	[-]		0.00102	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	165.73606		287.90618
základní kružnice	d_b	[mm]	168.58216		285.85670
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	172.19270		294.57734
valivé kružnice	d_w	[mm]	181.77419		308.22581
roztečné kružnice	d	[mm]	182.34378		309.19162
hlavové kružnice	d_a	[mm]	198.50000		320.70000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		14.65471
základní kružnici	s_b	[mm]	14.08325		14.71711
začátku evolventy	s_L	[mm]	13.87424		13.77309
valivé kružnici	s_w	[mm]	11.74671		10.19083
roztečné kružnici	s	[mm]	11.57002		9.86747
hlavové kružnici	s_a	[mm]	4.74648		5.41417
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	10.19083		11.74671
Výška paty	h_f	[mm]	8.30386		10.64272
hlavy	h_a	[mm]	8.07811		5.75419
zubu	h	[mm]	16.38197		16.39691
Přídavná změna výšky hlavy zubu		[mm]	-0.04691		-0.03197
Společná šířka kol	b	[mm]		100.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	14.46168		14.05659
Měrný skluz na patě		[-]	-1.26297		-1.26464
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.55843		0.55810
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	0.548		0.323
Poměr b/m _n	Ψ_m	[-]		14.286	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.45288	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		2.13482	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		3.58770	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		75.83478	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]		158.70667	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]		165.74379	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		24.90652	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		23.02680	
Kontrolní rozměr přes zuby	M	[mm]	76.07801		118.04171
Počet měřených zubů	z'	[-]	4		6
Minimální šířka kola pro měření	b'	[mm]	44.546		64.247
Měřená roztečná tloušťka zubu	s'	[mm]	11.56226		9.86580
Měřeno ve výšce (od hlavy)	v	[mm]	8.26158		5.83291
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.04900		1.04900
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.37900		0.37900
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

	Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Převodový poměr	u	[-]	1.762	
Počet zubů	z	[-]	21	37
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	29.531	52.032
Normální modul	m_n	[mm]	7.000	
Čelní modul	m_t	[mm]	7.928	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]	28.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]	26.17785	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]	22.40252	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]	22.45581	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]	230.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]	229.91172	
Jednotková korekce	x	[-]	0.17177	-0.15914
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	1.20239	-1.11401
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]	0.01263	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]	0.00001	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	150.70657	272.92163
základní kružnice	d_b	[mm]	153.92284	271.19738
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	157.05362	279.44479
valivé kružnice	d_w	[mm]	166.55172	293.44828
roztečné kružnice	d	[mm]	166.48780	293.33564
hlavové kružnice	d_a	[mm]	183.50000	305.70000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---	14.69466
základní kružnici	s_b	[mm]	14.08671	14.73594
začátku evolventy	s_L	[mm]	13.93563	13.86391
valivé kružnici	s_w	[mm]	11.85109	10.14664
roztečné kružnici	s	[mm]	11.87084	10.18464
hlavové kružnici	s_a	[mm]	4.53451	5.35284
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	10.14664	11.85109
Výška paty	h_f	[mm]	7.89061	10.20701
hlavy	h_a	[mm]	8.50610	6.18218
zubu	h	[mm]	16.39671	16.38919
Přídavná změna výšky hlavy zubu		[mm]	-0.03919	-0.04671
Společná šířka kol	b	[mm]	80.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	14.62812	14.16229
Měrný skluz na patě		[-]	-1.31272	-1.32189
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.56932	0.56761
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	0.481	0.273
Poměr b/m_n	Ψ_m	[-]	11.429	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]	1.41741	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]	1.70786	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]	3.12526	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]	73.98312	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]	117.46870	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]	132.71747	
Čelní rozteč	p_t	[mm]	24.90652	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]	23.02680	
Kontrolní rozměr přes zuby	M	[mm]	76.08147	118.06054
Počet měřených zubů	z'	[-]	4	6
Minimální šířka kola pro měření	b'	[mm]	44.548	64.256
Měřená roztečná tloušťka zubu	s'	[mm]	11.86079	10.18260
Měřeno ve výšce (od hlavy)	v	[mm]	8.71761	6.27057
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^+	[-]	1.04900	1.04900
Poměrná hlavová vůle profilu	c^+	[-]	0.25000	0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^+	[-]	0.37900	0.37900
Úhel profilu	α_n	[°]	20.00000	

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas -21:06:18 Datum-1.5.2018
 Typ soukolí-Vnější Zadání sil (momentů)-staticky

Geometrie

z1=23 z2=39
 x1=0.1127 x2=-0.2214
 da1=198.500[mm] da2=320.700[mm]
 mn=7.000[mm] aw=245.000[mm]
 Alfa=20.000[°] Beta=28.000[°]
 Epsalfa=1.453 Epsbeta=2.135

Parametry základního profilu

ha1*=1.0490 ha2*=1.0490
 ca1*=0.2500 ca2*=0.2500
 RoF1*=0.3790 RoF2*=0.3790

Materiály pastorku a kola

SigmaOFlimb1= 920.0[MPa] SigmaOFlimb2= 920.0[MPa]
 SigmaOHlim1= 1500.0[MPa] SigmaOHlim2= 1500.0[MPa]
 14 220 14 220
 cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
 T1= 14843.0[Nm]
 YA1=1.000 YA2=1.000
 KA= 1.000 KAS=1.000

Rozměry pastorku a kola[mm]

b1=100.0 b2=100.0 db=0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1=1.000 ZLZRZv2=1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti
 SigmaF1=342.6 SigmaF2=351.4
 SigmaFP1=920.0 SigmaFP2=920.0
 SF1=2.685 SF2=2.618
 SigmaFmax1=342.6 SigmaFmax2=351.4
 SigmaFPmax1=1840.0 SigmaFPmax2=1840.0

Ostatní součinitele

KF=1.200 KFv=1.000
 KFa1fa=1.200 Kfbeta=1.000
 Ypsilon=0.688 Ybeta=0.750
 YFS1=2.378 YFS2=2.439
 YF1=2.378 YF2=2.439
 YS1=1.000 YS2=1.000

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti
 SigmaH1=1497.3 SigmaH2=1497.3
 SigmaHP1=1500.0 SigmaHP2=1500.0
 SH1=1.002 SH2=1.002
 SigmaHmax1=1497.3 SigmaHmax2=1497.3
 SigmaHPmax1=2600.0 SigmaHPmax2=2600.0

Ostatní součinitele

KH=1.200 KHv=1.000
 KHa1fa=1.200 KHbeta=1.000
 KA=1.000 KAS=1.000
 Zepsilon=0.830 ZH=2.282
 ZE=191.646 Zbeta=1.000

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas -22:31:18 Datum-1.5.2018
Typ soukolí-Vnější Zadání sil (momentů)-staticky

Geometrie

z1=21 z2=37
x1=0.1718 x2=-0.1591
da1=183.500[mm] da2=305.700[mm]
mn=7.000[mm] aw=230.000[mm]
Alfan=20.000[°] Beta=28.000[°]
Epsalfa=1.417 Epsbeta=1.708

Parametry základního profilu

ha1*=1.0490 ha2*=1.0490
ca1*=0.2500 ca2*=0.2500
Rof1*=0.3790 Rof2*=0.3790

Materiály pastorku a kola

SigmaOflimb1= 920.0[MPa] SigmaOflimb2= 920.0[MPa]
SigmaOHlim1= 1500.0[MPa] SigmaOHlim2= 1500.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet

T1= 8064.0[Nm]
YA1=1.000 YA2=1.000
KA= 1.000 KAS=1.000

Rozměry pastorku a kola[mm]

b1=80.0 b2=80.0 db=0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1=1.000 ZLZRZv2=1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN3990 met.B

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1=259.4 SigmaF2=265.3
SigmaFP1=920.0 SigmaFP2=920.0
SF1=3.547 SF2=3.468

SigmaFmax1=259.4 SigmaFmax2=265.3
SigmaFPmax1=1840.0 SigmaFPmax2=1840.0

Ostatní součinitele

KF=1.200 KFv=1.000
KFalfa=1.200 Kfbeta=1.000
Ypsilon=0.706 Ybeta=0.750
YFS1=2.361 YFS2=2.415
YF1=2.361 YF2=2.415
YS1=1.000 YS2=1.000

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1=1342.1 SigmaH2=1342.1
SigmaHP1=1500.0 SigmaHP2=1500.0
SH1=1.118 SH2=1.118

SigmaHmax1=1342.1 SigmaHmax2=1342.1
SigmaHPmax1=2600.0 SigmaHPmax2=2600.0

Ostatní součinitele

KH=1.200 KHv=1.000
KHalfa=1.200 KHBeta=1.000
KA=1.000 KAS=1.000
Zepsilon=0.840 ZH=2.254
ZE=191.646 Zbeta=1.000

Kolo 1

$$\alpha = 20^\circ ; \beta = 28^\circ ; d_1 = 309,2 \text{ mm} \Rightarrow r_1 = 154,6 \text{ mm}$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 26\,193\,000}{309,2} = 169\,424,3 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 169\,424,3 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 28^\circ} = 69\,840,4 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 169\,424,3 \cdot \operatorname{tg} 28^\circ = 90\,084,5 \text{ N}$$

Kolo 2

$$\alpha = 20^\circ ; \beta = 28^\circ ; d_2 = 182,3 \text{ mm} \Rightarrow r_2 = 91,2 \text{ mm}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{K2,3}}{d_2} = \frac{2 \cdot 14\,836\,000}{182,3} = 162\,764,7 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 162\,764,7 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 28^\circ} = 67\,095,2 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 162\,764,7 \cdot \operatorname{tg} 28^\circ = 86\,543,5 \text{ N}$$

Kolo 3

$$\alpha = 20^\circ ; \beta = 28^\circ ; d_3 = 293,3 \text{ mm} \Rightarrow r_3 = 146,65 \text{ mm}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{K2,3}}{d_3} = \frac{2 \cdot 14\,836\,000}{293,3} = 101\,166 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 101\,166 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 28^\circ} = 41\,702,8 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 101\,166 \cdot \operatorname{tg} 28^\circ = 53\,791 \text{ N}$$

Kolo 4

$$\alpha = 20^\circ ; \beta = 28^\circ ; d_4 = 166,5 \text{ mm} \Rightarrow r_4 = 83,25 \text{ mm}$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{K4}}{d_4} = \frac{2 \cdot 8\,137\,000}{166,5} = 97\,741 \text{ N}$$

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 97\,741 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 28^\circ} = 40\,291 \text{ N}$$

$$F_{a4} = F_{t4} \cdot \operatorname{tg} \beta = 97\,741 \cdot \operatorname{tg} 28^\circ = 51\,970 \text{ N}$$

Návrh průměru hřídelů:

$$\tau_{KD} = \frac{0,6 \cdot R_e}{k} = \frac{0,6 \cdot 530}{1,5} = 212 \text{ MPa} \rightarrow \tau_{KD} = 200 \text{ MPa}$$

Vstupní hřídel

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K1}}{\pi \cdot 200}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 26\,193\,000}{\pi \cdot 200}} = 87,4 \text{ mm} \rightarrow d_1 = 100 \text{ mm}$$

Předlohový hřídel

$$d'_{2,3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K2,3}}{\pi \cdot 200}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14\,836}{\pi \cdot 200}} = 72,3 \text{ mm} \rightarrow d_{2,3} = 100 \text{ mm}$$

Výstupní hřídel

$$d'_4 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K4}}{\pi \cdot 200}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8\,137}{\pi \cdot 200}} = 59,2 \text{ mm} \rightarrow d_4 = 100 \text{ mm}$$

Vstupní hřídel – rovina xy

Reakce:

$$\sum M_{oB} = 0 = R_{XYA} \cdot l - F_{r1} \cdot c + F_{a1} \cdot r_1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XYA} = \frac{F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot r_1}{l} = \frac{69\,840,4 \cdot 78 - 90\,084,5 \cdot 154,6}{286} = -29\,649 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{XYA} - F_{r1} + R_{XYB} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XYB} = F_{r1} - R_{XYA} = 69\,840,4 - (-29\,649) = 99\,489,4 \text{ N}$$

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{aB} - F_{a1} \Rightarrow R_{aB} = F_{a1} = 90\,084,5 \text{ N}$$

Průběhy:

Úsek x_1 :

$$M_{oXY1} = R_{XYA} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{oXY1} = -29\,649 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{oXY1} = -29\,649 \cdot 208 = -6\,166\,992 \text{ Nmm}$$

$$T_{XY1} = 0 \text{ Nmm}$$

$$F_{XY1} = R_{XYA} = -29\,649 \text{ N}$$

Úsek x_2 :

$$M_{oXY2} = R_{XYA} \cdot x_2 - F_{r1} \cdot (x_2 - a) + F_{a1} \cdot r_1$$

$$x_2 = a \Rightarrow M_{oXY2} = R_{XYA} \cdot a - F_{r1} \cdot (a - a) + F_{a1} \cdot r_1$$

$$M_{oXY2} = -29\,649 \cdot 208 - 0 + 90\,084,5 \cdot 154,6 = 7\,760\,072 \text{ Nmm}$$

$$T_{XY2} = 26\,193\,000 \text{ Nmm}$$

$$F_{XY2} = R_{XYA} - F_{r1} = -29\,649 - 69\,840,4 = -99\,489 \text{ N}$$

Vstupní hřídel – rovina xz

Reakce:

$$\sum M_{oB} = 0 = R_{XZA} \cdot l - F_{t1} \cdot c \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XZA} = \frac{F_{t1} \cdot c}{l} = \frac{169\,424,3 \cdot 78}{286} = 46\,206,6 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{XZA} - F_{t1} + R_{XZB} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XZB} = F_{t1} - R_{XZA} = 169\,424,3 - 46\,206,6 = 123\,217,7 \text{ N}$$

Průběhy:

Úsek x_1 :

$$M_{oXZ1} = R_{XZA} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{oXZ1} = 46\,206,6 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{oXZ1} = 46\,206,6 \cdot 208 = 9\,610\,973 \text{ Nmm}$$

$$T_{XZ1} = 0 \text{ Nmm}$$

$$F_{XZ1} = R_{XZA} = 46\,206,6 \text{ N}$$

Úsek x_2 :

$$M_{oXZ2} = R_{XZB} \cdot x_2$$

$$x_2 = 0 \Rightarrow M_{oXZ2} = 123\,217,7 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_2 = b \Rightarrow M_{oXZ2} = R_{XZB} \cdot b = 123\,217,7 \cdot 78 = 9\,610\,973 \text{ Nmm}$$

$$T_{XZ2} = 26\,193\,000 \text{ Nmm}$$

$$F_{XZ2} = R_{XZA} - F_{t1} = 46\,206,6 - 169\,424,3 = -123\,217,7 \text{ N}$$

Statická pevnostní kontrola vstupního hřídele

$$M_{\text{omax}} = \sqrt{M_{\text{oxZz}}^2 + M_{\text{oxy2}}^2} = \sqrt{9\,610\,973^2 + 7\,760\,072^2} = 12\,352\,713 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{RED}} = \sqrt{M_{\text{omax}}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{K1})^2} = \sqrt{12\,352\,713^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 26\,193\,000)^2} = \\ = 25\,829\,139,6 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \frac{32 \cdot M_{\text{RED}}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 25\,829\,139,6}{\pi \cdot 100^3} = 263,1 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{RED}}} = \frac{530}{263,1} = 2$$

Předložený hřídel – rovina xy

Reakce:

$$\begin{aligned}\sum M_{oB} = 0 &= R_{XYA} \cdot l - F_{r3} \cdot (l - a) + F_{a3} \cdot r_3 - F_{a2} \cdot r_2 + F_{r2} \cdot c \Rightarrow \\ \Rightarrow R_{XYA} &= \frac{F_{r3} \cdot (l - a) - F_{a3} \cdot r_3 + F_{a2} \cdot r_2 - F_{r2} \cdot c}{l} = \\ &= \frac{41\,702,8 \cdot (269,5 - 66,5) - 53\,791 \cdot 146,65 + 86\,543,5 \cdot 91,2 - 67\,095,2 \cdot 76,5}{269,5} \\ &= -12\,351 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_{iy} = 0 &= R_{XYA} - F_{r3} + F_{r2} + R_{XYB} \Rightarrow \\ \Rightarrow R_{XYB} &= F_{r3} - R_{XYA} - F_{r2} = 41\,702,8 - 12\,351 - 67\,095,2 = -37\,743 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_{ix} = 0 &= R_{aA} + F_{a3} - F_{a2} \Rightarrow R_{aA} = F_{a2} - F_{a3} = 86\,543,5 - 53\,791 = \\ &= 32\,752 \text{ N}\end{aligned}$$

Průběhy:

Úsek x_1 :

$$M_{oXY1} = R_{XYA} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{oXY1} = 12\,351 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{oXY1} = 12\,351 \cdot 66,5 = 821\,341,5 \text{ Nmm}$$

$$T_{XY1} = 0 \text{ Nmm}$$

$$F_{XY1} = R_{XYA} = 12\,351 \text{ N}$$

Úsek x_2 :

$$M_{oXY2} = R_{XYA} \cdot x_2 - F_{r3} \cdot (x_2 - a) + F_{a3} \cdot r_3$$

$$x_2 = a \Rightarrow M_{oXY2} = R_{XYA} \cdot a - F_{r3} \cdot (a - a) + F_{a3} \cdot r_3$$

$$M_{oXY2} = 12\,351 \cdot 66,5 - 41\,702,8 \cdot 0 + 53\,791 \cdot 146,65 = 8\,709\,791,6 \text{ Nmm}$$

$$T_{XY2} = M_{K2,3} = 14\,836\,000 \text{ Nmm}$$

$$F_{XY2} = R_{XYA} - F_{r3} = 12\,351 - 41\,702,8 = -30\,351,8 \text{ N}$$

Úsek x_3 :

$$M_{oXY3} = R_{XYB} \cdot x_3$$

$$x_3 = 0 \Rightarrow M_{oXY3} = -37\,743,4 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_3 = c \Rightarrow M_{oXY3} = -37\,743,4 \cdot 76,5 = -2\,887\,370 \text{ Nmm}$$

$$T_{XY3} = 0 \text{ Nmm}$$

$$F_{XY3} = -R_{XYB} = -(-37\,743) = 37\,743 \text{ N}$$

Úsek x_4 :

$$M_{oXY4} = R_{XYB} \cdot x_4 + F_{r2} \cdot (x_4 - c) + F_{a2} \cdot r_2$$

$$x_4 = c \Rightarrow M_{oXY4} = R_{XYB} \cdot c + F_{r2} \cdot (c - c) + F_{a2} \cdot r_2$$

$$M_{oXY4} = (-37743,4) \cdot 76,5 + 67\,095,2 \cdot 0 + 86\,543,5 \cdot 91,2 = 5\,005\,397 \text{ Nmm}$$

$$T_{XY2} = M_{K2,3} = 14\,836\,000 \text{ Nmm}$$

$$F_{XY2} = R_{XYA} - F_{r3} = 12\,351 - 41\,702,8 = -30\,351,8 \text{ N}$$

Předlohový hřídel – rovina xz

Reakce:

$$\sum M_{oB} = 0 = R_{XZA} \cdot l - F_{t3} \cdot (l - a) - F_{t2} \cdot c \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XZA} = \frac{F_{t3} \cdot (l - a) + F_{t2} \cdot c}{l} = \frac{101\,166 \cdot (269,5 - 66,5) + 162\,764,7 \cdot 76,5}{269,5} =$$
$$= 122\,405 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{XZA} - F_{t3} - F_{t2} + R_{XZB} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XZB} = F_{t3} + F_{t2} - R_{XZA} = 101\,166 + 162\,764,7 - 122\,405 = 141\,525,7 \text{ N}$$

Průběhy:

Úsek x_1 :

$$M_{oXZ1} = R_{XZA} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{oXZ1} = 122\,405 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{oXZ1} = 122\,405 \cdot 66,5 = 8\,139\,932 \text{ Nmm}$$

$$T_{XZ1} = 0 \text{ Nmm}$$

$$F_{XZ1} = R_{XZA} = 122\,405 \text{ N}$$

Úsek x_2 :

$$M_{oXZ2} = R_{XZB} \cdot x_2$$

$$x_2 = 0 \Rightarrow M_{oXZ2} = 141\,525,7 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_2 = c \Rightarrow M_{oXZ2} = 141\,525,7 \cdot 76,5 = 10\,826\,716 \text{ Nmm}$$

$$T_{XZ2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$F_{XZ2} = R_{XZB} = 141\,525,7 \text{ N}$$

Úsek x_3 :

$$M_{oXZ3} = R_{XZA} \cdot x_3 - F_{t3} \cdot (x_2 - a)$$

$$x_3 = a \Rightarrow M_{oXZ3} = R_{XZA} \cdot a - F_{t3} \cdot (a - a) = 122\,405 \cdot 66,5 = 8\,139\,932 \text{ Nmm}$$

$$x_3 = (l - c) \Rightarrow M_{oXZ3} = R_{XZA} \cdot (l - c) - F_{t3} \cdot (l - c - a) = \\ = 122\,405 \cdot (269,5 - 76,5) - 101\,166(269,5 - 76,5 - 66,5) = 10\,826\,716 \text{ Nmm}$$

$$T_{XZ3} = 14\,836 \text{ Nmm}$$

$$F_{XZ3} = R_{XZA} - F_{t3} = 122\,405 - 101\,166 = 21\,239 \text{ N}$$

Statická pevnostní kontrola předlohového hřídele

$$M_{\text{omax}} = \sqrt{M_{oXZ2}^2 + M_{oXY2}^2} = \sqrt{10\,826\,716^2 + 8\,709\,791,6^2} = 13\,895\,260 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{RED}} = \sqrt{M_{\text{omax}}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{K2,3})^2} = \sqrt{13\,895\,260^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 14\,836\,000)^2} \\ = 18\,925\,074 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \frac{32 \cdot M_{\text{RED}}}{\pi \cdot d_{2,3}^3} = \frac{32 \cdot 18\,925\,074}{\pi \cdot 100^3} = 192,8 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{RED}}} = \frac{530}{192,8} = 2,75$$

Výstupní hřídel – rovina xy

Reakce:

$$\sum M_{oB} = 0 = -R_{XYA} \cdot l + F_{r4} \cdot b - F_{a4} \cdot r_4 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XYA} = \frac{F_{r4} \cdot b - F_{a4} \cdot r_4}{l} = \frac{40\,290 \cdot 182 - 51\,970 \cdot 83,25}{250,5} = 12\,001 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 = -R_{XYA} + F_{r4} - R_{XYB} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XYB} = F_{r4} - R_{XYA} = 40\,290 - 12\,001 = 28\,289 \text{ N}$$

$$\sum F_{ix} = 0 = -R_{aA} + F_{a4} \Rightarrow R_{aA} = F_{a4} = 51\,970 \text{ N}$$

Průběhy:

Úsek x_1 :

$$M_{oXY1} = -R_{XYA} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{oXY1} = -12\,001 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{oXY1} = -12\,001 \cdot 68,5 = -822\,068 \text{ Nmm}$$

$$T_{XY1} = M_{K4} = 8\,137 \text{ Nmm}$$

$$F_{XY1} = -R_{XYA} = -12\,001 \text{ N}$$

Úsek x_2 :

$$M_{oXY2} = -R_{XYA} \cdot x_2 + F_{r4} \cdot (x_2 - a) - F_{a4} \cdot r_4$$

$$x_2 = a \Rightarrow M_{oXY2} = -R_{XYA} \cdot a + F_{r4} \cdot (a - a) - F_{a4} \cdot r_4$$

$$M_{oXY2} = -12\,001 \cdot 68,5 + 0 - 51\,970 \cdot 83,25 = -5\,148\,571 \text{ Nmm}$$

$$T_{XY2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$F_{XY2} = -R_{XYA} - F_{r4} = -12\,001 + 40\,290,9 = 28\,290 \text{ N}$$

Výstupní hřídel – rovina xz

Reakce:

$$\sum M_{oB} = 0 = R_{XZA} \cdot l - F_{t4} \cdot b \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XZA} = \frac{F_{t4} \cdot b}{l} = \frac{97\,741 \cdot 182}{250,5} = 71\,013 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{XZA} - F_{t4} + R_{XZB} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{XZB} = F_{t4} - R_{XZA} = 97\,741 - 71\,013 = 26\,728 \text{ N}$$

Průběhy:

Úsek x_1 :

$$M_{oXZ1} = R_{XZA} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{oXZ1} = 71\,013 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{oXZ1} = 71\,013 \cdot 68,5 = 4\,864\,391 \text{ Nmm}$$

$$T_{XZ1} = M_{K4} = 8\,137 \text{ Nmm}$$

$$F_{XZ1} = R_{XZA} = 71\,013 \text{ N}$$

Úsek x_2 :

$$M_{oXZ2} = R_{XZA} \cdot x_2 - F_{t4} \cdot (x_2 - a)$$

$$x_2 = a \Rightarrow M_{oXZ2} = R_{XZA} \cdot a - F_{t4} \cdot (a - a) = 71\,013 \cdot 68,5 - 0 = 4\,864\,391 \text{ Nmm}$$

$$T_{XZ2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$F_{XZ2} = R_{XZA} - F_{t4} = 71\,013 - 97\,741 = -26\,728 \text{ N}$$

Statická pevnostní kontrola výstupního hřídele

$$M_{\text{omax}} = \sqrt{M_{\text{oXZ1}}^2 + M_{\text{oXY2}}^2} = \sqrt{4\,864\,391^2 + (-5\,148\,571)^2} = 7\,083\,084,3 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{RED}} = \sqrt{M_{\text{omax}}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{\text{K2,3}})^2} = \sqrt{7\,083\,084,3^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 8\,137\,000)^2} = \\ = 9\,991\,404,3 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \frac{32 \cdot M_{\text{RED}}}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{32 \cdot 9\,991\,404,3}{\pi \cdot 100^3} = 101,8 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{RED}}} = \frac{530}{101,8} = 5,2$$

Místo 1

Ohybový moment v rovině xy

$$M_{OXY2} = 8\,709\,791,6 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment v rovině xz

$$M_{OXZ1} = 8\,139\,932 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_{O1} = \sqrt{M_{OXY2}^2 + M_{OXZ1}^2} = \sqrt{8\,709\,791,6^2 + 8\,139\,932^2} = 11\,921\,366 \text{ Nmm}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot d_f^3}{32} = \frac{\pi \cdot 101,2^3}{32} = 101\,751 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu

$$W_{K1} = \frac{\pi \cdot d_f^3}{16} = \frac{\pi \cdot 101,2^3}{16} = 203\,503,3 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{11\,921\,366}{101\,751,6} = 117,2 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_{K1} = \frac{M_{K1}}{W_{K1}} = \frac{14\,843\,000}{203\,503,3} = 72,9 \text{ MPa}$$

Amplitudy normálového a smykového napětí

$$\sigma_{a1} = \sigma_{01} = 117,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{a1} = \frac{1}{2} \cdot \tau_{K1} = \frac{1}{2} \cdot 72,9 = 36,45 \text{ MPa}$$

Střední normálové a smykové napětí

$$\sigma_{m1} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m1} = \tau_{a1} = 36,45 \text{ MPa}$$

Součinitele citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu pro ohyb a krut

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 800 \cdot 10^{-4} = 0,18$$

$$\psi_{\tau} = 0,1$$

Vrubové součinitele pro ohyb a krut [E]

$$\beta_{\sigma} = 1,8$$

$$\beta_{\tau} = 1,3$$

Součinitele velikosti součásti pro ohyb a krut [E]

$$\varepsilon_{m\tau} = 0,72$$

$$\varepsilon_{m\sigma} = 0,74$$

Součinitel jakosti povrchu [E]

$$\varepsilon_p = 0,82$$

Míra dynamické bezpečnosti v ohybu

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{0C}}{\frac{\beta_{\sigma} \cdot \sigma_{a1}}{\varepsilon_{m\sigma} \cdot \varepsilon_p} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{592}{\frac{1,8 \cdot 117,2}{0,74 \cdot 0,82} + 0,18 \cdot 0} = 1,7$$

Míra dynamické bezpečnosti v krutu

$$k_{\tau 1} = \frac{\tau_{kC}}{\frac{\beta_{\tau} \cdot \tau_{a1}}{\varepsilon_{m\tau} \cdot \varepsilon_p} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{400}{\frac{1,3 \cdot 36,45}{0,72 \cdot 0,82} + 0,1 \cdot 36,45} = 4,77$$

Výsledná míra dynamické bezpečnosti

$$k_{d1} = \frac{k_{\sigma 1} \cdot k_{\tau 1}}{\sqrt{k_{\sigma 1}^2 + k_{\tau 1}^2}} = \frac{1,7 \cdot 4,77}{\sqrt{1,7^2 + 4,77^2}} = 1,6$$

Místo 2

Ohybový moment v rovině xy

$$M_{OXY2} = R_{XYA} \cdot x_2 - F_{r3} \cdot (x_2 - a) + F_{a3} \cdot r_3$$

$$x_2 = 111,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M_{OXY2} &= 12\,351 \cdot 111,5 - 41\,702,8 \cdot (111,5 - 66,5) + 53\,791 \cdot 146,6 = \\ &= 7\,388\,960,6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Ohybový moment v rovině xz

$$M_{OXZ2} = R_{XZA} \cdot x_3 - F_{t3} \cdot (x_2 - a)$$

$$x_3 = 111,5 \text{ mm}$$

$$M_{OXZ2} = 122\,405 \cdot 111,5 - 101\,166 \cdot (111,5 - 66,5) = 9\,095\,687 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_{O2} = \sqrt{M_{OXY2}^2 + M_{OXZ2}^2} = \sqrt{7\,388\,960,6^2 + 9\,095\,687^2} = 11\,718\,714 \text{ Nmm}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 105^3}{32} = 113\,650 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu

$$W_{K2} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 105^3}{16} = 227\,299 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} = \frac{11\,718\,714}{113\,650} = 103,1 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_{K2} = \frac{M_{K2}}{W_{K2}} = \frac{14\,843\,000}{227\,299} = 65,3 \text{ MPa}$$

Amplitudy normálového a smykového napětí

$$\sigma_{a2} = \sigma_{O2} = 103,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{a2} = \frac{1}{2} \cdot \tau_{K2} = \frac{1}{2} \cdot 65,3 = 32,65 \text{ MPa}$$

Střední normálové a smykové napětí

$$\sigma_{m2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m2} = \tau_{a2} = 32,65 \text{ MPa}$$

Velikost poměru rozměrů

$$\frac{R}{d_1} = \frac{5}{110} = 0,045$$

Vrubové součinitele pro ohyb a krut [E]

$$\beta_{\tau} = 1,7$$

$$\beta_{\sigma} = 1,5$$

Součinitele citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu pro ohyb a krut

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 800 \cdot 10^{-4} = 0,18$$

$$\psi_{\tau} = 0,1$$

Součinitele velikosti součásti pro ohyb a krut [E]

$$\varepsilon_{m\tau} = 0,7$$

$$\varepsilon_{m\sigma} = 0,7$$

Součinitel jakosti povrchu [E]

$$\varepsilon_p = 0,82$$

Míra dynamické bezpečnosti v ohybu

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{OC}}{\frac{\beta_{\sigma} \cdot \sigma_{a2}}{\varepsilon_{m\sigma} \cdot \varepsilon_p} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{592}{\frac{1,5 \cdot 103,1}{0,7 \cdot 0,82} + 0,18 \cdot 0} = 2,2$$

Míra dynamické bezpečnosti v krutu

$$k_{\tau 2} = \frac{\tau_{kC}}{\frac{\beta_{\tau} \cdot \tau_{a2}}{\varepsilon_{m\tau} \cdot \varepsilon_p} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{400}{\frac{1,7 \cdot 32,65}{0,7 \cdot 0,82} + 0,1 \cdot 32,65} = 4$$

Výsledná míra dynamické bezpečnosti

$$k_{d2} = \frac{k_{\sigma 2} \cdot k_{\tau 2}}{\sqrt{k_{\sigma 2}^2 + k_{\tau 2}^2}} = \frac{2,2 \cdot 4}{\sqrt{2,2^2 + 4^2}} = 1,93$$

Místo 3

Zde se nachází zápich typu G v osazení hřídele.

Ohybový moment v rovině xy

$$M_{OXY4} = R_{XYB} \cdot x_4 + F_{r2} \cdot (x_4 - c) + F_{a2} \cdot r_2$$

$$x_4 = 131,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M_{OXY3} &= (-37\,743,4) \cdot 131,5 + 67\,095,2 \cdot (131,5 - 76,5) + 86\,543,5 \cdot 91,2 = \\ &= 6\,619\,746 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Ohybový moment v rovině xz

$$M_{OXZ3} = R_{XZA} \cdot x_3 - F_{t3} \cdot (x_3 - a)$$

$$x_3 = 138 \text{ mm}$$

$$M_{OXZ3} = 122\,405 \cdot 138 - 101\,166 \cdot (138 - 66,5) = 9\,658\,521 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_{O3} = \sqrt{M_{OXY3}^2 + M_{OXZ3}^2} = \sqrt{6\,619\,746^2 + 9\,658\,521^2} = 11\,709\,315 \text{ Nmm}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{O3} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 105^3}{32} = 113\,650 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu

$$W_{K3} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 105^3}{16} = 227\,299 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{O3} = \frac{M_{O3}}{W_{O3}} = \frac{11\,709\,315}{113\,650} = 103 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_{K3} = \frac{M_{K3}}{W_{K3}} = \frac{14\,843\,000}{227\,299} = 65,3 \text{ MPa}$$

Amplitudy normálového a smykového napětí

$$\sigma_{a3} = \sigma_{03} = 103 \text{ MPa}$$

$$\tau_{a3} = \frac{1}{2} \cdot \tau_{K3} = \frac{1}{2} \cdot 65,3 = 32,65 \text{ MPa}$$

Střední normálové a smykové napětí

$$\sigma_{m3} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m3} = \tau_{a3} = 32,65 \text{ MPa}$$

Velikost poměru rozměrů

$$\frac{R}{d_1} = \frac{5}{110} = 0,045$$

Vrubové součinitele pro ohyb a krut [E]

$$\beta_{\tau} = 1,7$$

$$\beta_{\sigma} = 1,5$$

Součinitele citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu pro ohyb a krut

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 800 \cdot 10^{-4} = 0,18$$

$$\psi_{\tau} = 0,1$$

Součinitele velikosti součásti pro ohyb a krut [E]

$$\varepsilon_{m\tau} = 0,7$$

$$\varepsilon_{m\sigma} = 0,7$$

Součinitel jakosti povrchu [E]

$$\varepsilon_p = 0,82$$

Míra dynamické bezpečnosti v ohybu

$$k_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{OC}}{\frac{\beta_{\sigma} \cdot \sigma_{a3}}{\varepsilon_{m\sigma} \cdot \varepsilon_p} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{592}{\frac{1,5 \cdot 103}{0,7 \cdot 0,82} + 0,18 \cdot 0} = 2,2$$

Míra dynamické bezpečnosti v krutu

$$k_{\tau 3} = \frac{\tau_{kC}}{\frac{\beta_{\tau} \cdot \tau_{a3}}{\varepsilon_{m\tau} \cdot \varepsilon_p} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{400}{\frac{1,7 \cdot 32,65}{0,7 \cdot 0,82} + 0,1 \cdot 32,65} = 4$$

Výsledná míra dynamické bezpečnosti

$$k_{d3} = \frac{k_{\sigma 3} \cdot k_{\tau 3}}{\sqrt{k_{\sigma 3}^2 + k_{\tau 3}^2}} = \frac{2,2 \cdot 4}{\sqrt{2,2^2 + 4^2}} = 1,93$$

Místo 4

Ohybový moment v rovině xy

$$M_{OXY4} = 5\,005\,397 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment v rovině xz

$$M_{OXZ4} = 10\,826\,716 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_{O4} = \sqrt{M_{OXY4}^2 + M_{OXZ4}^2} = \sqrt{5\,005\,397^2 + 10\,826\,716^2} = 11\,927\,773 \text{ Nmm}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{O4} = \frac{\pi \cdot d_f^3}{32} = \frac{\pi \cdot 101,2^3}{32} = 101\,751 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu

$$W_{K4} = \frac{\pi \cdot d_f^3}{16} = \frac{\pi \cdot 101,2^3}{16} = 203\,503,3 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{O4} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{11\,927\,773}{101\,751} = 117,2 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_{K4} = \frac{M_{K4}}{W_{K4}} = \frac{14\,843\,000}{203\,503,3} = 72,9 \text{ MPa}$$

Amplitudy normálového a smykového napětí

$$\sigma_{a4} = \sigma_{O4} = 117,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{a4} = \frac{1}{2} \cdot \tau_{K4} = \frac{1}{2} \cdot 72,9 = 36,45 \text{ MPa}$$

Střední normálové a smykové napětí

$$\sigma_{m4} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m4} = \tau_{a4} = 36,45 \text{ MPa}$$

Součinitele citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu pro ohyb a krut

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 800 \cdot 10^{-4} = 0,18$$

$$\psi_{\tau} = 0,1$$

Vrubové součinitele pro ohyb a krut [E]

$$\beta_{\sigma} = 1,8$$

$$\beta_{\tau} = 1,3$$

Součinitele velikosti součásti pro ohyb a krut [E]

$$\varepsilon_{m\tau} = 0,72$$

$$\varepsilon_{m\sigma} = 0,74$$

Součinitel jakosti povrchu [E]

$$\varepsilon_p = 0,82$$

Míra dynamické bezpečnosti v ohybu

$$k_{\sigma 4} = \frac{\sigma_{OC}}{\frac{\beta_{\sigma} \cdot \sigma_{a4}}{\varepsilon_{m\sigma} \cdot \varepsilon_p} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{592}{\frac{1,8 \cdot 117,2}{0,74 \cdot 0,82} + 0,18 \cdot 0} = 1,7$$

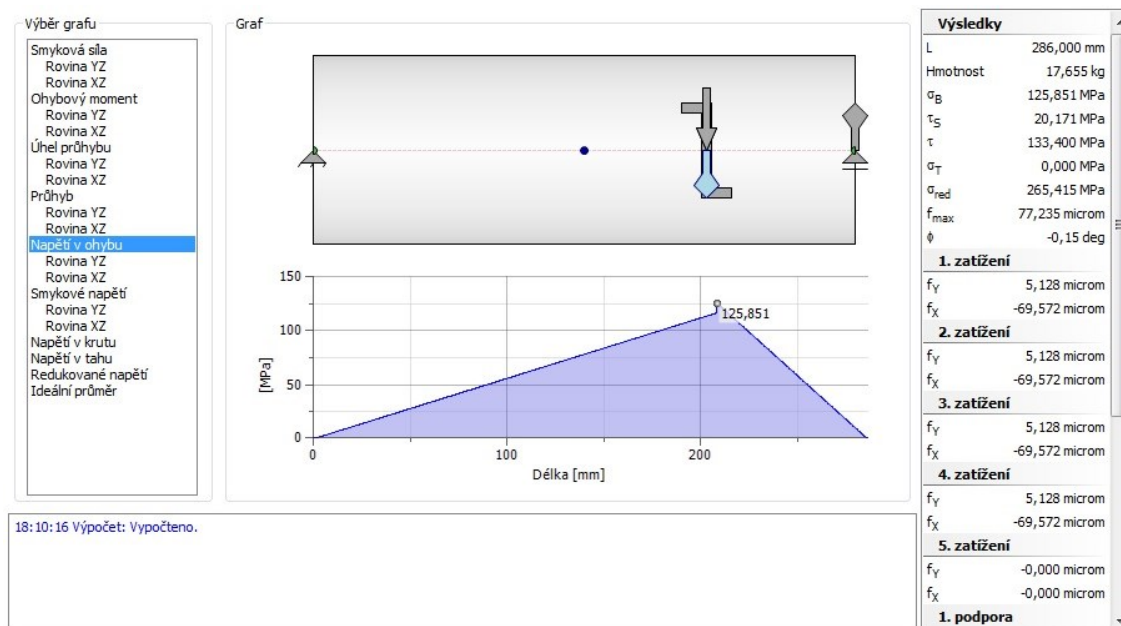
Míra dynamické bezpečnosti v krutu

$$k_{\tau 4} = \frac{\tau_{kC}}{\frac{\beta_{\tau} \cdot \tau_{a4}}{\varepsilon_{m\tau} \cdot \varepsilon_p} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{400}{\frac{1,3 \cdot 36,45}{0,72 \cdot 0,82} + 0,1 \cdot 36,45} = 4,77$$

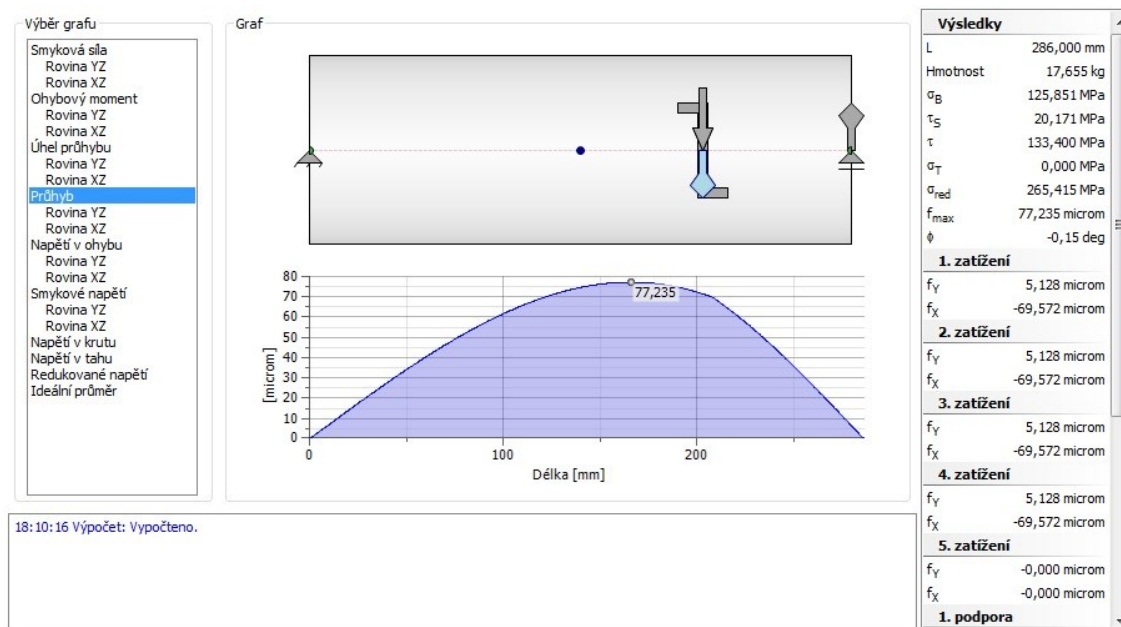
Výsledná míra dynamické bezpečnosti

$$k_{d4} = \frac{k_{\sigma 4} \cdot k_{\tau 4}}{\sqrt{k_{\sigma 4}^2 + k_{\tau 4}^2}} = \frac{1,7 \cdot 4,77}{\sqrt{1,7^2 + 4,77^2}} = 1,6$$

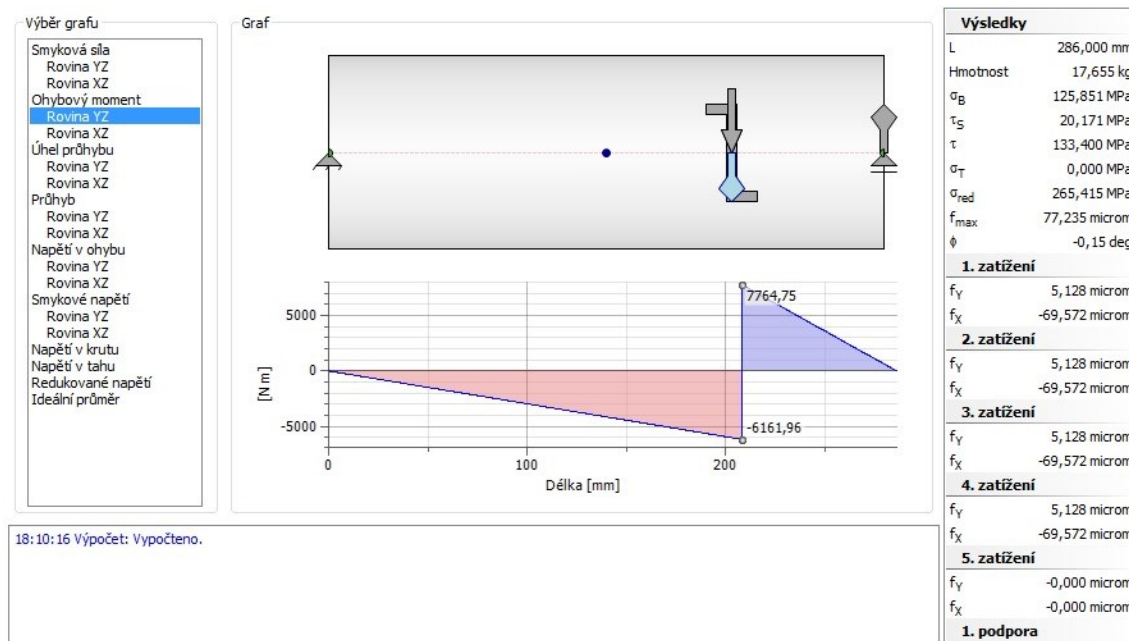
Vstupní hřídel – napětí v ohybu:



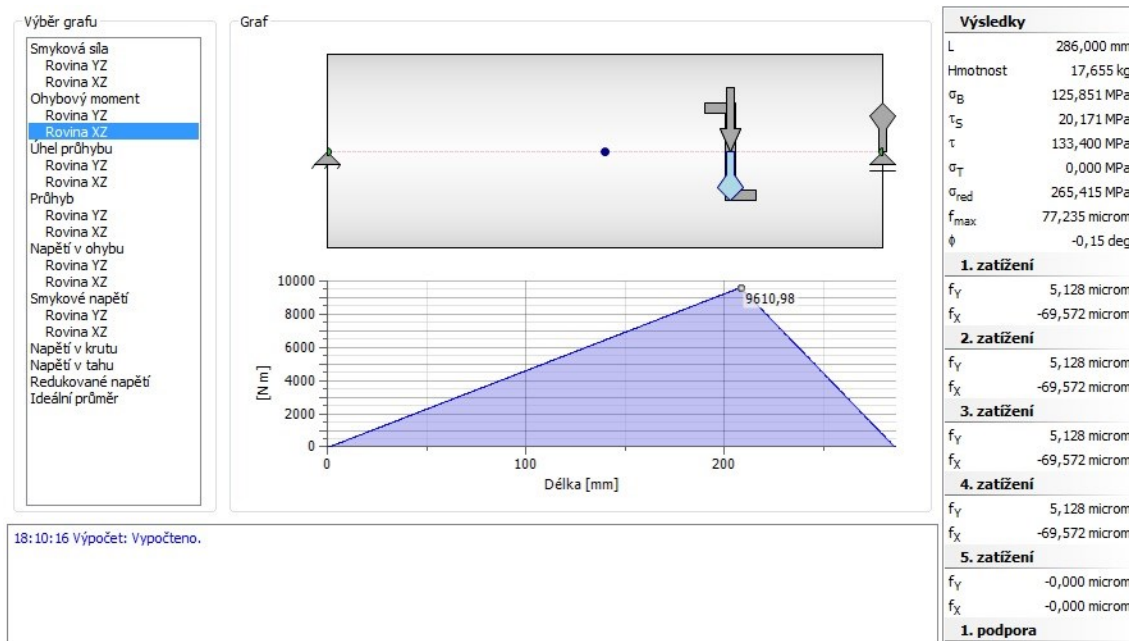
Vstupní hřídel – maximální průhyb:



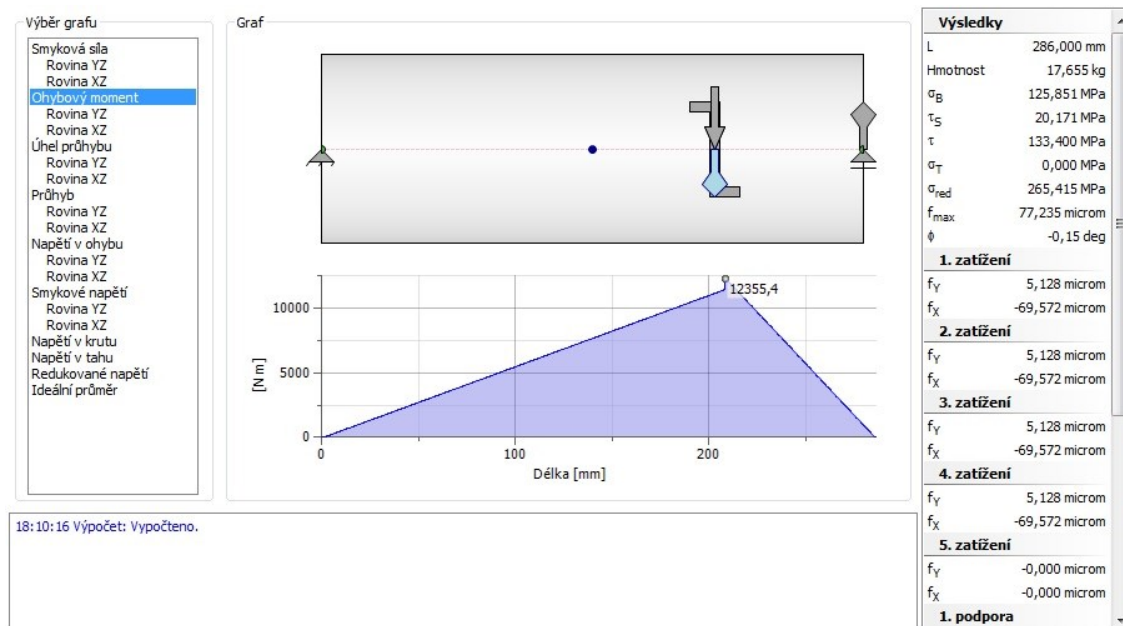
Vstupní hřídel – ohybový moment rovina xy:



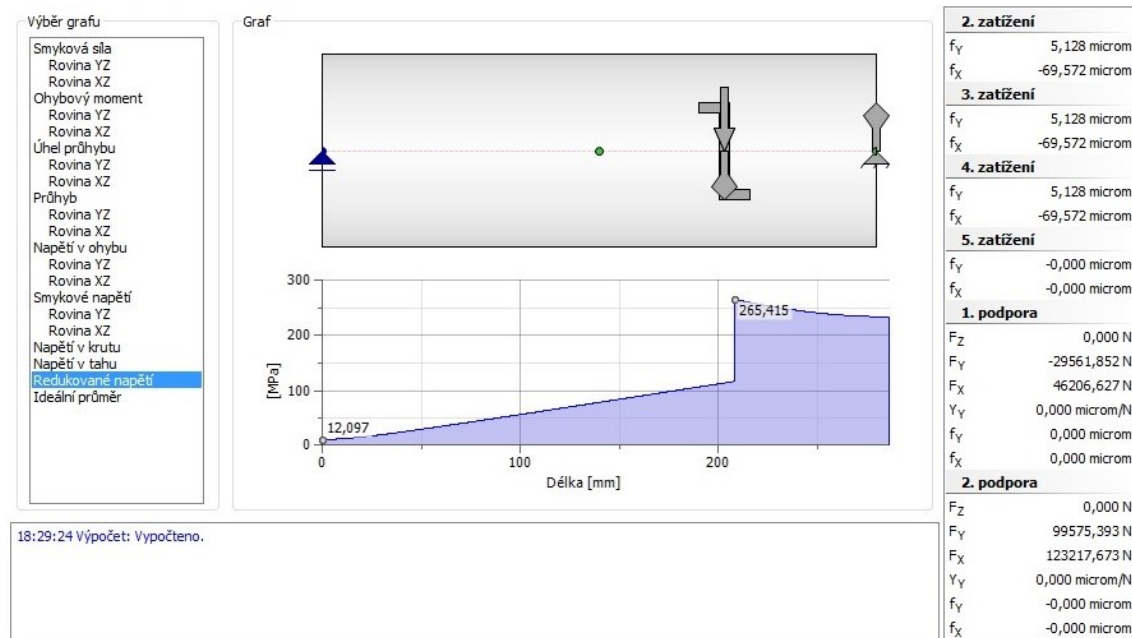
Vstupní hřídel – ohybový moment rovina xz:



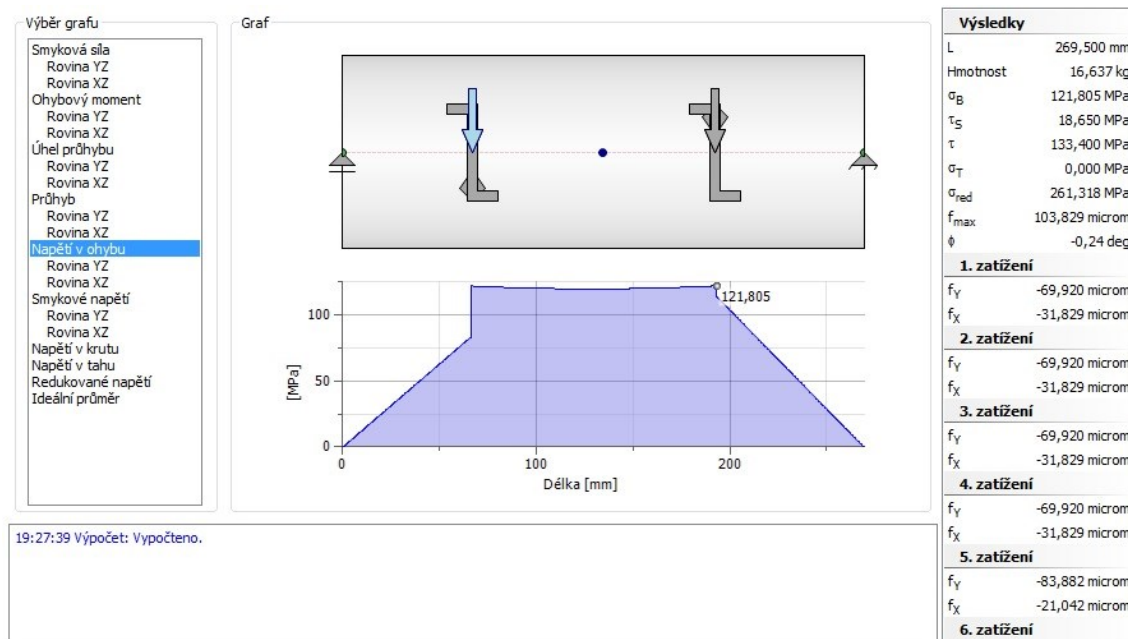
Vstupní hřídel – ohybový moment výsledný:



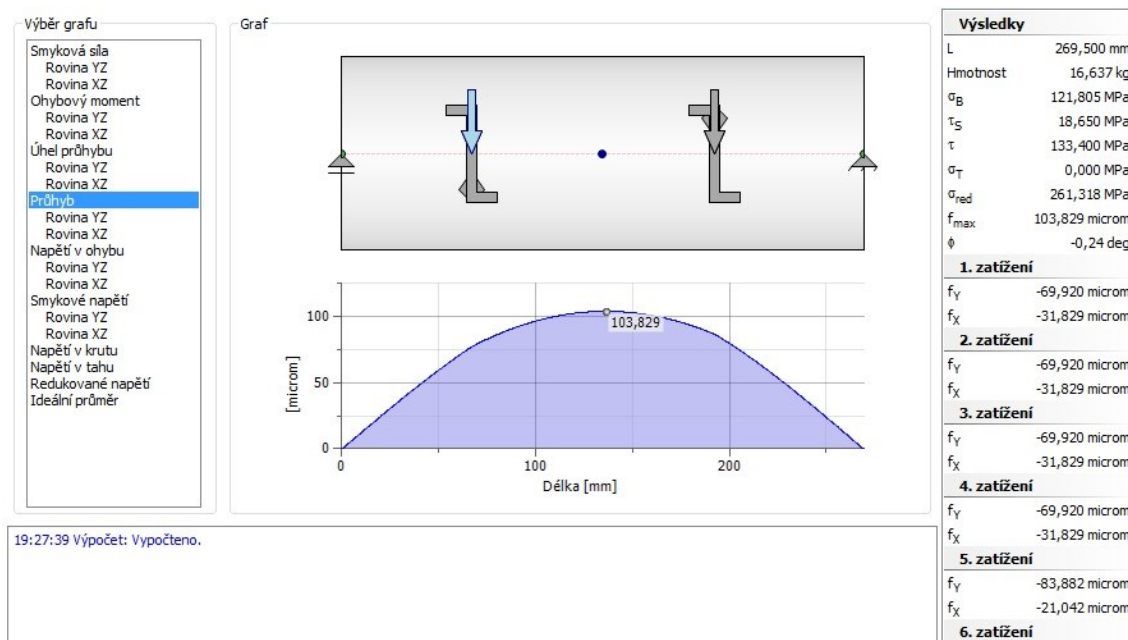
Vstupní hřídel – redukované napětí + reakce:



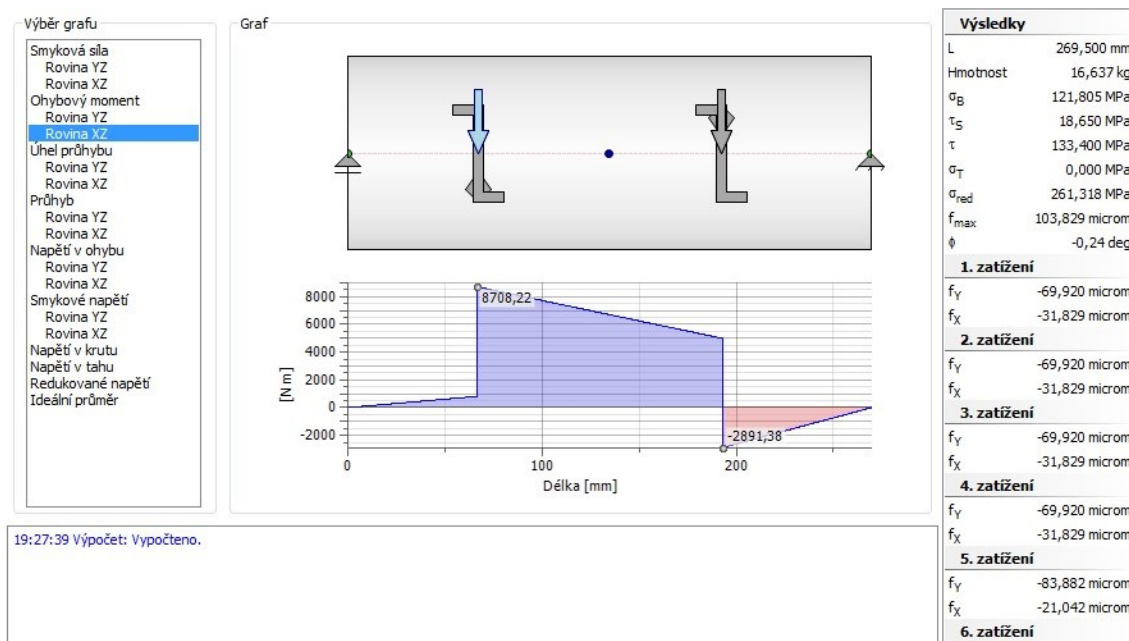
Předlohový hřídel – napětí v ohybu:



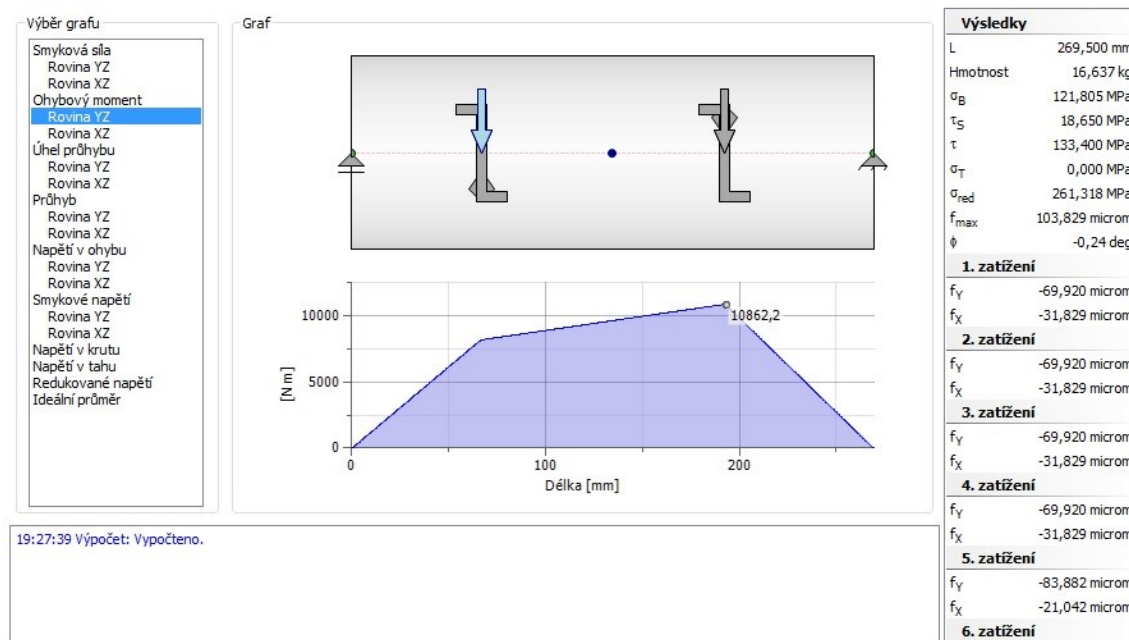
Předlohový hřídel – maximální průhyb:



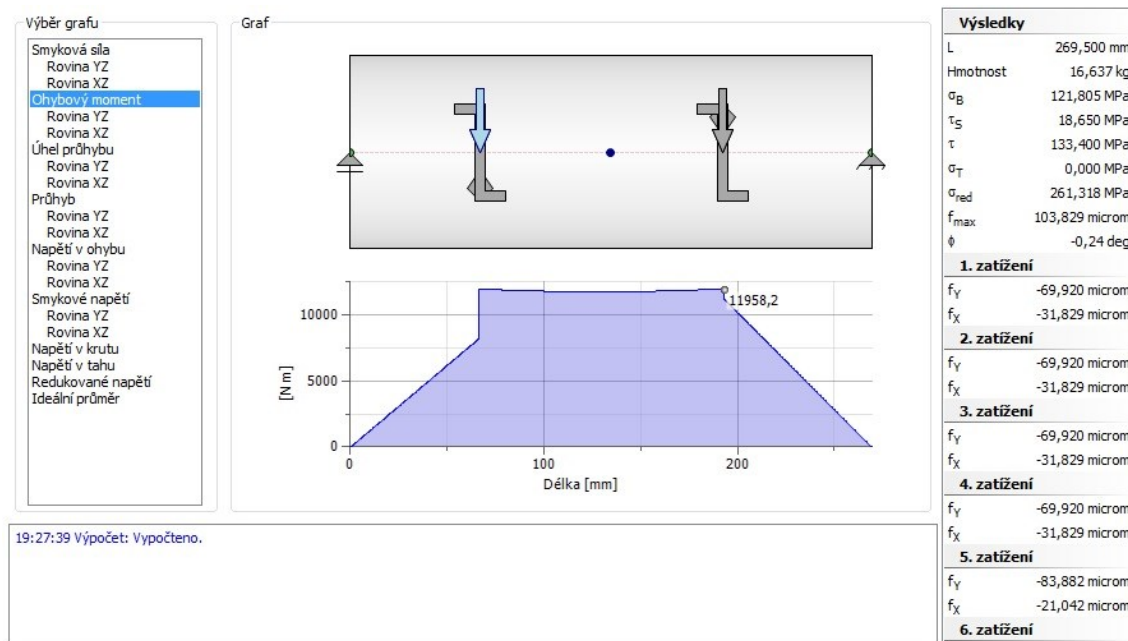
Předlohový hřídel – ohybový moment rovina xy:



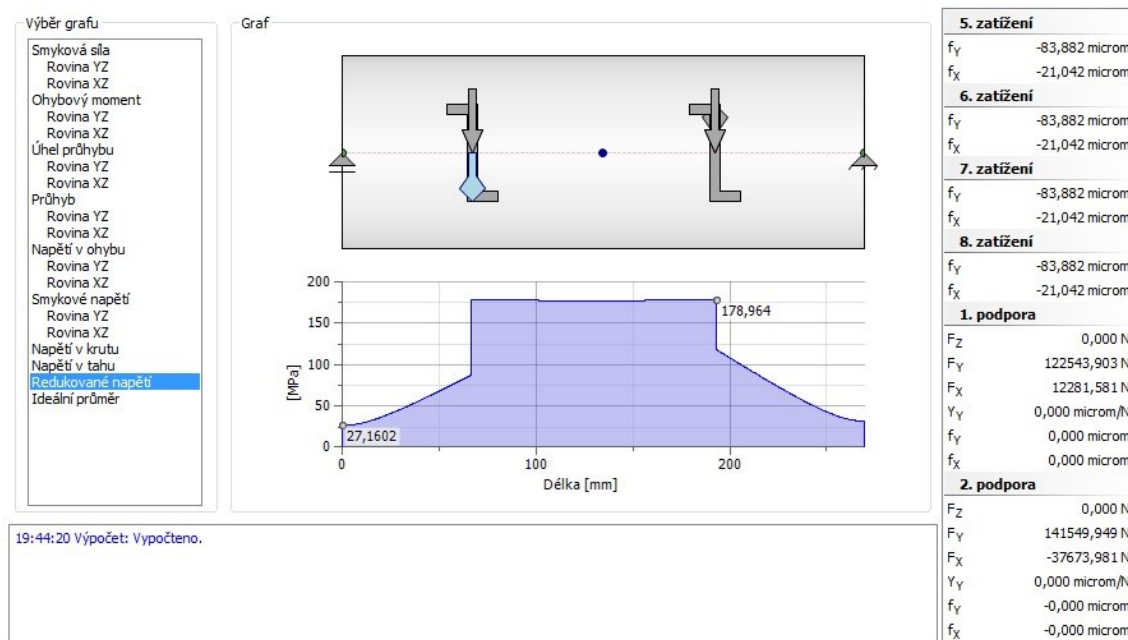
Předlohový hřídel – ohybový moment rovina xz:



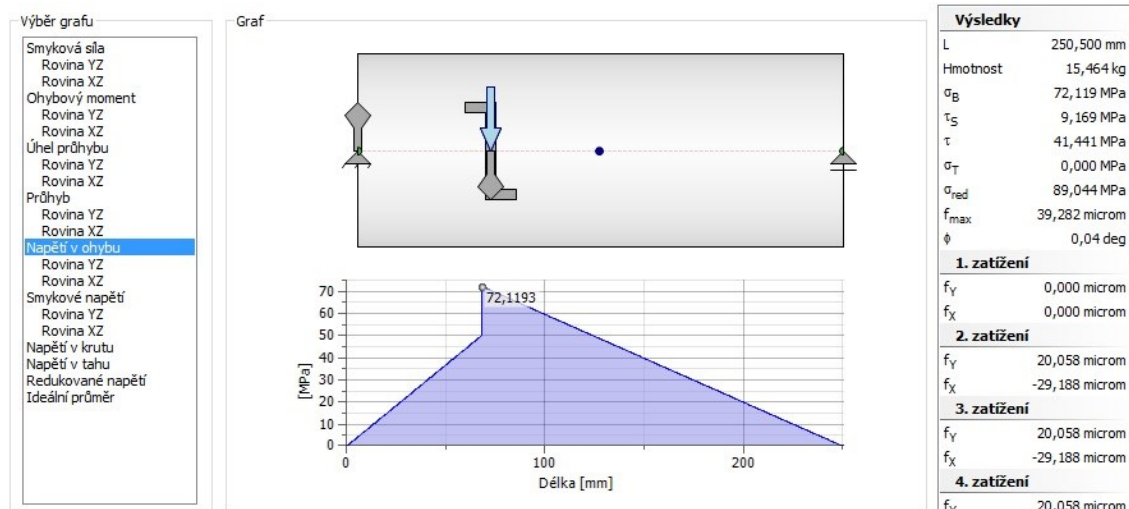
Předlohový hřídel – ohybový moment výsledný:



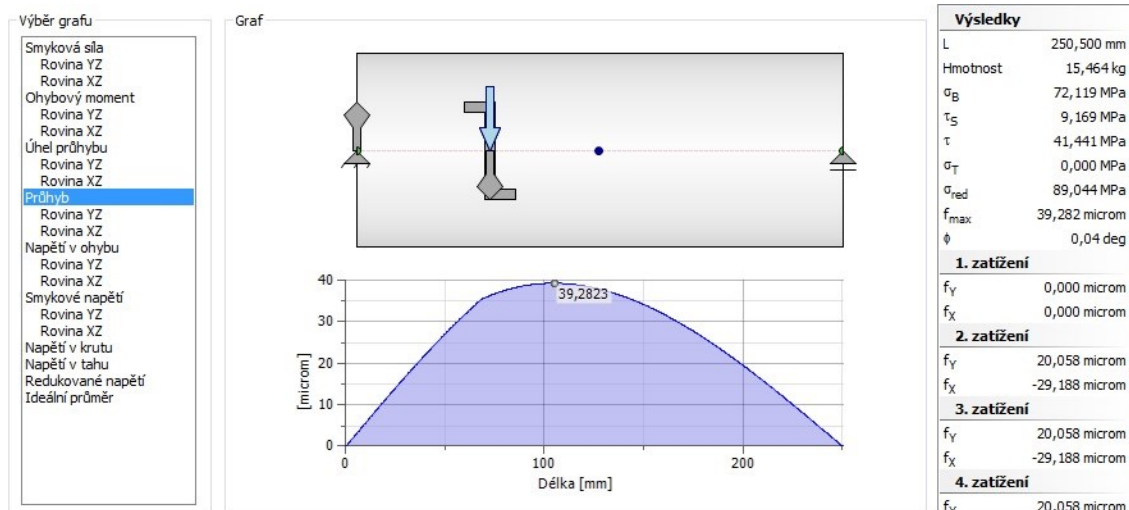
Předlohový hřídel – redukované napětí + reakce:



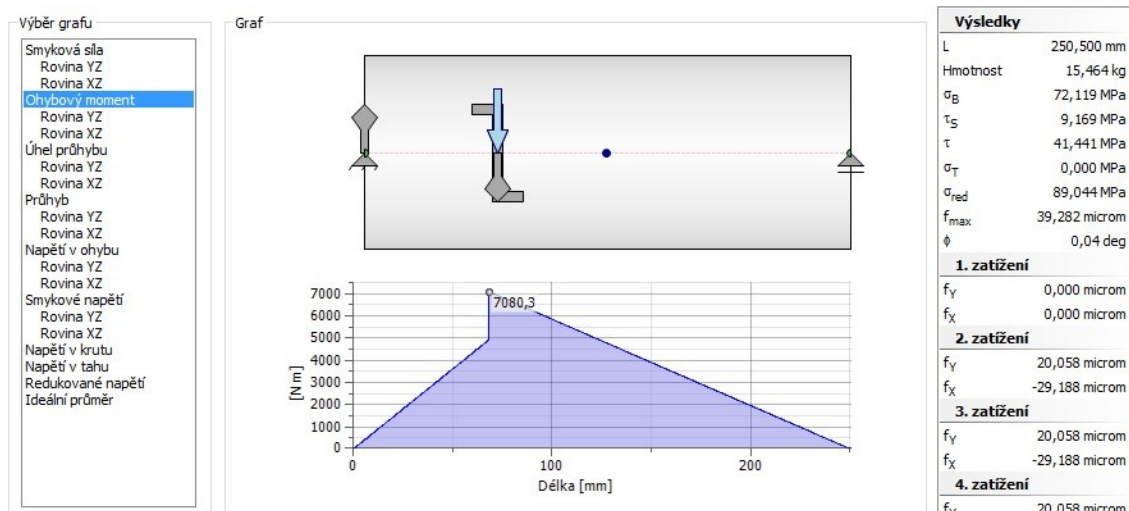
Výstupní hřídel – napětí v ohybu:



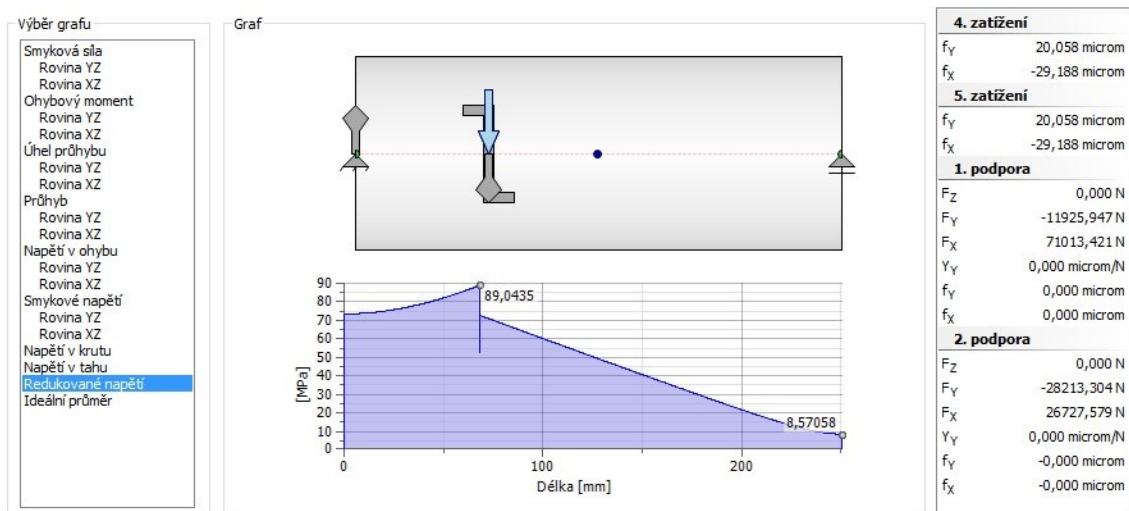
Výstupní hřídel – maximální průhyb:



Výstupní hřídel – ohybový moment výsledný:



Výstupní hřídel – redukované napětí + reakce:

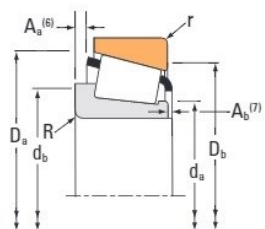
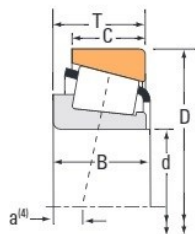


Vstupní hřídel – výběr z katalogu výrobce

TAPERED ROLLER BEARINGS

SINGLE-ROW • TYPE TS

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Dynamic ⁽³⁾		Static C ₀	Inner	Outer	
			C ₁	e	Factors ⁽²⁾ Y	C ₉₀	C _{a90}				Factors ⁽²⁾ K
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf	N lbf			
101.600 4.0000	190.500 7.5000	57.150 2.2500	458000 103000	0.33	1.79	119000 26700	68000 15300	630000 142000	861	854	
101.600 4.0000	190.500 7.5000	57.150 2.2500	534000 120000	0.33	1.79	138000 31100	79300 17800	692000 156000	HH221449	HH221410	
101.600 4.0000	190.500 7.5000	57.150 2.2500	534000 120000	0.33	1.79	138000 31100	79300 17800	692000 156000	HH221449A	HH221410	
101.600 4.0000	200.000 7.8740	52.761 2.0772	482000 108000	0.63	0.95	125000 28100	135000 30400	519000 117000	98400	98788	
101.600 4.0000	212.725 8.3750	66.675 2.6250	572000 129000	0.33	1.84	148000 33300	82700 18600	786000 177000	941	932	
101.600 4.0000	212.725 8.3750	66.675 2.6250	680000 153000	0.33	1.84	176000 39600	98300 22100	906000 204000	HH224335	HH224310	
101.600 4.0000	214.312 8.4375	55.562 2.1875	557000 125000	0.67	0.89	144000 32500	167000 37500	610000 137000	H924033	H924010	
101.600 4.0000	214.975 8.4636	64.798 2.5511	680000 153000	0.33	1.84	176000 39600	98300 22100	906000 204000	HH224335	HH224314	
101.600 4.0000	250.825 9.8750	76.200 3.0000	828000 186000	0.70	0.86	215000 48200	257000 57800	827000 186000	HH923649	HH923611	
103.188 4.0625	171.450 6.7500	41.275 1.6250	265000 59500	0.47	1.28	68600 15400	55300 12400	386000 86700	689	674	
104.775 4.1250	142.083 5.5938	15.875 0.6250	61400 13800	0.39	1.53	15900 3580	10700 2400	107000 24000	LL521845	LL521810	

Vstupní hřídel – výpočet životnosti v programu Inventor

Návrh

Výpočet

Typ pevnostního výpočtu

Kontrolní výpočet

Zatížení

Radiální zatížení

F_r

158369 N

Axiální zatížení

F_a

122003 N

Otáčky

n

132 rpm

Požadovaný součinitel statické bezpečnosti

s_0

2,0 ul

Mazání

Součinitel tření

μ

0,0015 ul

Způsob mazání

Tuk

Vlastnosti ložiska

Jmenovitý úhel dotyku

α

16 deg

Základní dynamická únosnost

C

828000 N

Základní statická únosnost

C_0

827000 N

Součinitel dynamického radiálního zatížení

X

1

Součinitel dynamického axiálního zatížení

Y

0,86

Mezní hodnota F_a/F_r

e

0,7

Součinitel statického radiálního zatížení

X_0

0,5

Součinitel statického axiálního zatížení

Y_0

0,33

Exponent pro určení životnosti

p

3,33

Připustné otáčky pro mazání tukem

n_{Lim1}

132

Připustné otáčky pro mazání olejem

n_{Lim2}

132

Výpočet životnosti ložiska

Výpočet dle ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)

Požadovaná životnost

L_{req}

5000 hr

Požadovaná spolehlivost

R_{req}

90 ul

Součinitel zvláštních vlastností ložiska

a_2

1,00 ul

Součinitel provozních podmínek

a_3

1,00 ul

Provozní teplota

T

40 c

Součinitel přídavných sil

f_d

1,00 ul

Výsledky

L_{10}

5731 hr

L_{na}

5731 hr

L_{10r}

45 ul

L_{nar}

45 ul

s_{0c}

5,22198 ul

P_z

54,59222 W

F_{min}

0 N

P_0

158369 N

P

263292 N

k_n

1,000 ul

a_1

1,00 ul

f_t

1,00 ul

n_e

132 rpm

n_{min}

132 rpm

n_{max}

132 rpm

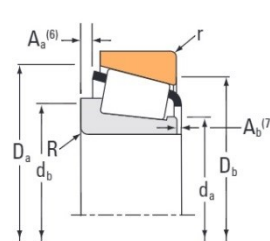
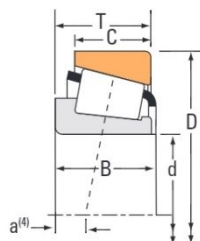
Ložisko

Předlohový hřídel – výběr z katalogu výrobce

TAPERED ROLLER BEARINGS

SINGLE-ROW • TYPE TS

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number		
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Dynamic ⁽³⁾			Static C ₀	Inner	Outer
			C ₁	e	Factors ⁽²⁾ Y	C ₉₀	C ₉₀	Factors ⁽²⁾ K			
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
95.250 3.7500	168.275 6.6250	41.275 1.6250	265000 59500	0.47	1.28	68600 15400	55300 12400	1.24	386000 86700	683XA	672
95.250 3.7500	171.450 6.7500	47.625 1.8750	403000 90500	0.37	1.63	104000 23500	65600 14700	1.59	474000 107000	77375	77675
95.250 3.7500	171.450 6.7500	47.625 1.8750	340000 76400	0.37	1.63	88100 19800	55300 12400	1.59	474000 107000	77376	77675
95.250 3.7500	171.450 6.7500	50.800 2.0000	403000 90500	0.37	1.63	104000 23500	65600 14700	1.59	474000 107000	77375	77676X
95.250 3.7500	180.975 7.1250	47.625 1.8750	346000 77800	0.39	1.56	89700 20200	59200 13300	1.51	495000 111000	776	772
95.250 3.7500	190.500 7.5000	57.150 2.2500	458000 103000	0.33	1.79	119000 26700	68000 15300	1.74	630000 142000	864	854
95.250 3.7500	190.500 7.5000	57.150 2.2500	534000 120000	0.33	1.79	138000 31100	79300 17800	1.74	692000 156000	HH221440	HH221410
95.250 3.7500	200.025 7.8750	61.912 2.4375	534000 120000	0.33	1.79	138000 31100	79300 17800	1.74	692000 156000	HH221440	HH221416
95.250 3.7500	200.025 7.8750	73.025 2.8750	715000 161000	0.32	1.88	185000 41700	101000 22800	1.83	906000 204000	EH220749	EH220710
96.838 3.8125	148.430 5.8437	28.575 1.1250	193000 43400	0.49	1.22	50100 11300	42200 9480	1.19	241000 54300	42381	42584
96.838 3.8125	149.225 5.8750	31.750 1.2500	193000 43400	0.49	1.22	50100 11300	42200 9480	1.19	241000 54300	42381	42587

Předlohový hřídel – výpočet životnosti v programu Inventor, podpora A:

Typ pevnostního výpočtu		Vlastnosti ložiska		Výsledky	
Kontrolní výpočet		Jmenovitý úhel dotyku α 16 deg		L ₁₀ 2223 hr	
Zatížení		Základní dynamická únosnost C 715000 N		L _{na} 2223 hr	
Radiální zatížení F _r	123026 N	Základní statická únosnost C ₀ 906000 N		L _{10r} 30 ul	
Axiální zatížení F _a	71707 N	Součinitel dynamického radiálního zatížení X 1		L _{nar} 30 ul	
Otáčky n	223,9 rpm	Součinitel dynamického axiálního zatížení Y 1,88		S _{0c} 7,36430 ul	
		Mezní hodnota Fa/Fr e 0,32		P _z 90,68096 W	
		Součinitel statického radiálního zatížení X ₀ 0,5		F _{min} 0 N	
		Součinitel statického axiálního zatížení Y ₀ 0,33		P ₀ 123026 N	
		Exponent pro určení životnosti p 3,33		P 257835 N	
		Připustné otáčky pro mazání tukem nLim ₁ 394		k _n 1,760 ul	
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti s ₀ 2,0 ul		Připustné otáčky pro mazání olejem nLim ₂ 394		a ₁ 1,00 ul	
Mazání		Výpočet životnosti ložiska		f _t 1,00 ul	
Součinitel tření μ 0,0015 ul		Výpočet dle SKF AG		η _e 224 rpm	
Způsob mazání Tuk		Požadovaná životnost L _{req} 2000 hr		η _{min} 224 rpm	
		Požadovaná spolehlivost R _{req} 90 ul		η _{max} 224 rpm	
		Upravený součinitel životnosti a _{SKF} 1,00 ul		Ložisko	
		Provozní teplota T 40 c		D 47,000 mm	
		Součinitel přídatných sil f _d 1,00 ul		d 20,000 mm	
				B 14,000 mm	

Předlohový hřídel – výpočet životnosti v programu Invenor, podpora B:

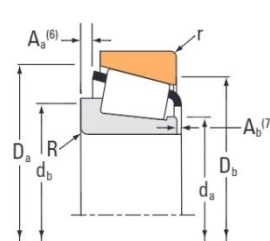
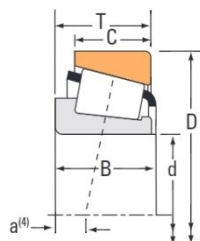
Typ pevnostního výpočtu		Vlastnosti ložiska		Výsledky	
Kontrolní výpočet		Jmenovitý úhel dotyku α 16 deg		L ₁₀ 3787 hr	
Zatížení		Základní dynamická únosnost C 715000 N		L _{na} 3787 hr	
Radiální zatížení F _r	146472 N	Základní statická únosnost C ₀ 906000 N		L _{10r} 51 ul	
Axiální zatížení F _a	38955 N	Součinitel dynamického radiálního zatížení X 1		L _{nar} 51 ul	
Otáčky n	223,9 rpm	Součinitel dynamického axiálního zatížení Y 1,88		S _{0c} 6,18548 ul	
		Mezní hodnota Fa/Fr e 0,32		P _z 77,27138 W	
		Součinitel statického radiálního zatížení X ₀ 0,5		F _{min} 0 N	
		Součinitel statického axiálního zatížení Y ₀ 0,33		P ₀ 146472 N	
		Exponent pro určení životnosti p 3,33		P 219707 N	
		Připustné otáčky pro mazání tukem nLim ₁ 394		k _n 1,760 ul	
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti s ₀ 2,0 ul		Připustné otáčky pro mazání olejem nLim ₂ 394		a ₁ 1,00 ul	
Mazání		Výpočet životnosti ložiska		f _t 1,00 ul	
Součinitel tření μ 0,0015 ul		Výpočet dle SKF AG		η _e 224 rpm	
Způsob mazání Tuk		Požadovaná životnost L _{req} 3000 hr		η _{min} 224 rpm	
		Požadovaná spolehlivost R _{req} 90 ul		η _{max} 224 rpm	
		Upravený součinitel životnosti a _{SKF} 1,00 ul		Ložisko	
		Provozní teplota T 40 c		D 47,000 mm	
		Součinitel přídatných sil f _d 1,00 ul		d 20,000 mm	
				B 14,000 mm	

Výstupní hřídel – výběr z katalogu výrobce

TAPERED ROLLER BEARINGS

SINGLE-ROW • TYPE TS

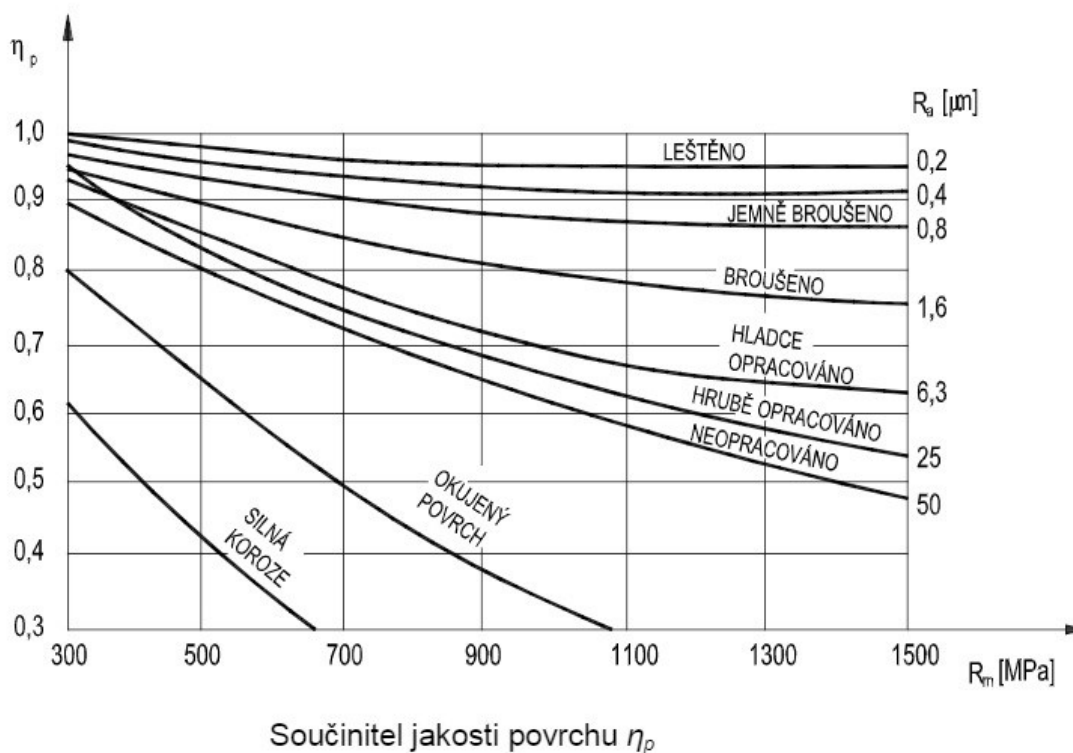
TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Dynamic ⁽³⁾		Static C ₀	Inner	Outer
			C ₁	e	Factors ⁽²⁾ Y	C ₉₀	C ₉₀			
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf	N lbf		
95.250 3.7500	168.275 6.6250	41.275 1.6250	265000 59500	0.47	1.28	68600 15400	55300 12400	386000 86700	683XA	672
95.250 3.7500	171.450 6.7500	47.625 1.8750	403000 90500	0.37	1.63	104000 23500	65600 14700	474000 107000	77375	77675
95.250 3.7500	171.450 6.7500	47.625 1.8750	340000 76400	0.37	1.63	88100 19800	55300 12400	474000 107000	77376	77675
95.250 3.7500	171.450 6.7500	50.800 2.0000	403000 90500	0.37	1.63	104000 23500	65600 14700	474000 107000	77375	77676X
95.250 3.7500	180.975 7.1250	47.625 1.8750	346000 77800	0.39	1.56	89700 20200	59200 13300	495000 111000	776	772
95.250 3.7500	190.500 7.5000	57.150 2.2500	458000 103000	0.33	1.79	119000 26700	68000 15300	630000 142000	864	854
95.250 3.7500	190.500 7.5000	57.150 2.2500	534000 120000	0.33	1.79	138000 31100	79300 17800	692000 156000	HH221440	HH221410
95.250 3.7500	200.025 7.8750	61.912 2.4375	534000 120000	0.33	1.79	138000 31100	79300 17800	692000 156000	HH221440	HH221416
95.250 3.7500	200.025 7.8750	73.025 2.8750	715000 161000	0.32	1.88	185000 41700	101000 22800	906000 204000	EH220749	EH220710
96.838 3.8125	148.430 5.8437	28.575 1.1250	193000 43400	0.49	1.22	50100 11300	42200 9480	241000 54300	42381	42584
96.838 3.8125	149.225 5.8750	31.750 1.2500	193000 43400	0.49	1.22	50100 11300	42200 9480	241000 54300	42381	42587

Výstupní hřídel – výpočet životnosti v programu Inventor:

Typ pevnostního výpočtu		Vlastnosti ložiska		Výsledky	
Kontrolní výpočet		Imenovitý úhel dotyku α 16 deg		L ₁₀ 3541 hr	
Zatížení		Základní dynamická únosnost C 715000 N		L _{na} 3541 hr	
Radiální zatížení F _r	72020 N	Základní statická únosnost C ₀ 906000 N		L _{10r} 84 ul	
Axiální zatížení F _a	62321 N	Součinitel dynamického radiálního zatížení X 1		L _{nar} 84 ul	
Otáčky n	394 rpm	Součinitel dynamického axiálního zatížení Y 1,88		S _{0c} 12,57984 ul	
		Mezní hodnota F _a /F _r e 0,32		P _z 117,08447 W	
		Součinitel statického radiálního zatížení X ₀ 0,5		F _{min} 0 N	
		Součinitel statického axiálního zatížení Y ₀ 0,33		P ₀ 72020 N	
		Exponent pro určení životnosti p 3,33		P 189183 N	
		Připustné otáčky pro mazání tukem nLim ₁ 394		k _n 1,000 ul	
Připustné otáčky pro mazání olejem nLim ₂ 394		a ₁ 1,00 ul		f _t 1,00 ul	
Výpočet životnosti ložiska		Výpočet dle SKF AG		n _a 394 rpm	
Požadovaná životnost L _{req} 3500 hr		Požadovaná spolehlivost R _{req} 90 ul		n _{min} 394 rpm	
Upravený součinitel životnosti a _{SKF} 1,00 ul		Provozní teplota T 40 c		n _{max} 394 rpm	
Součinitel tření μ 0,0015 ul		Součinitel přídavných sil f _d 1,00 ul		Ložisko	
Způsob mazání Tuk				D 47,000 mm	
				d 20,000 mm	
				B 14,000 mm	



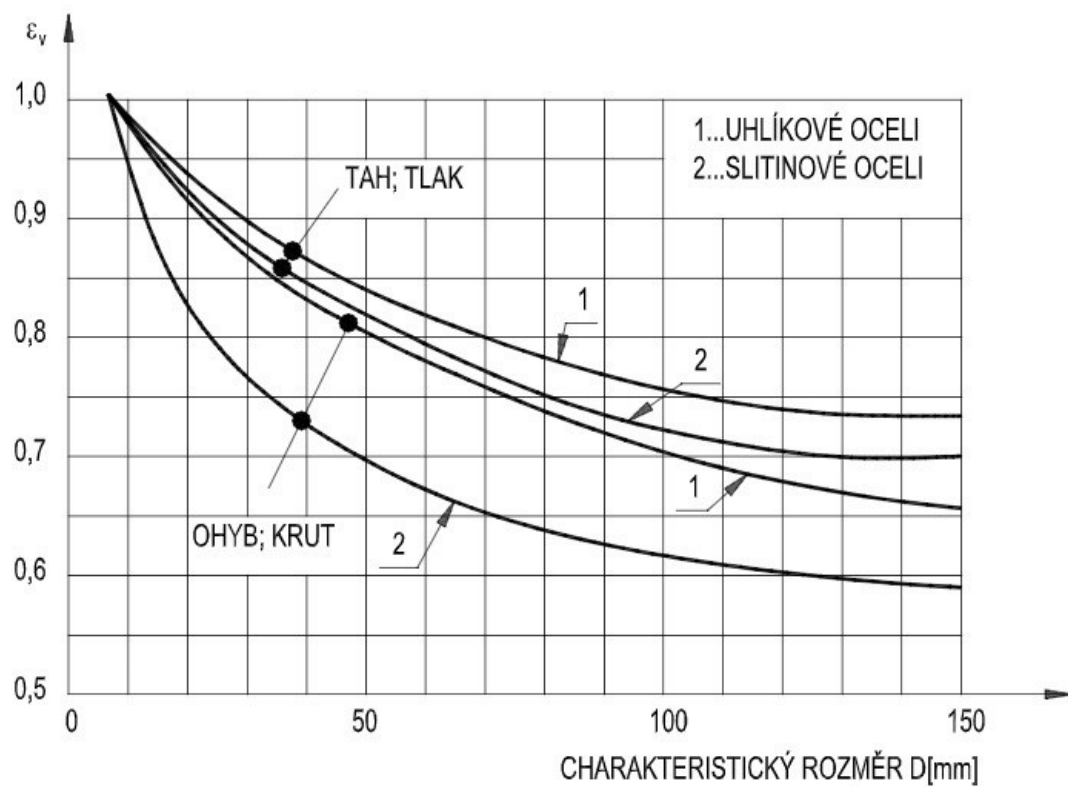
□ Hodnoty součinitele K_A pro vliv vnějších dynamických sil:

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

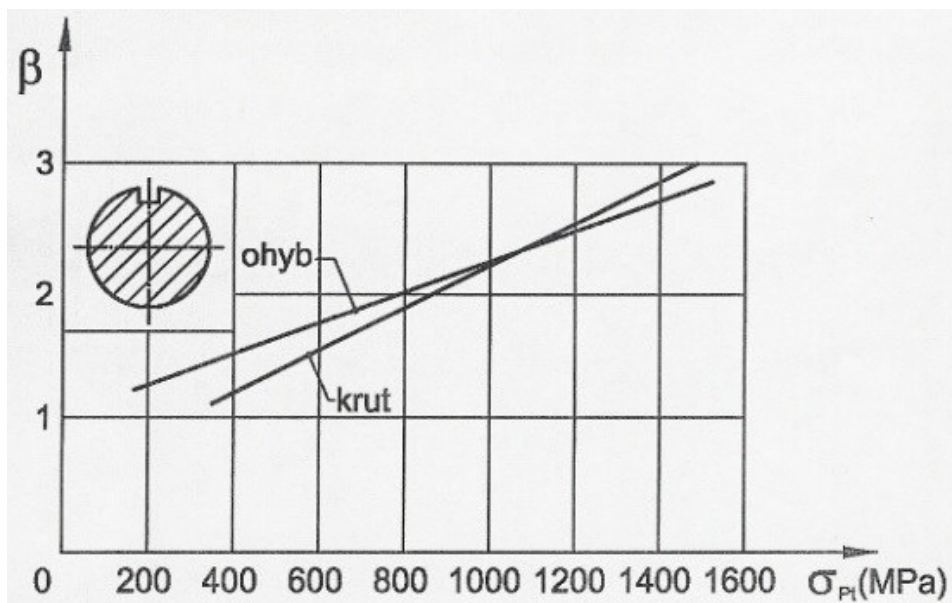
Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, napáječka, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo,
s velkou nerovnoměrností	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové nřpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná soustava, briketovací lis, hnětací stroj

Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, pární turbína, plynová turbína
s malou nerovnoměrností	hydromotor, pární turbína, plynová turbína
se střední nerovnoměrností	vícéválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

E – Použité součinitele a další údaje

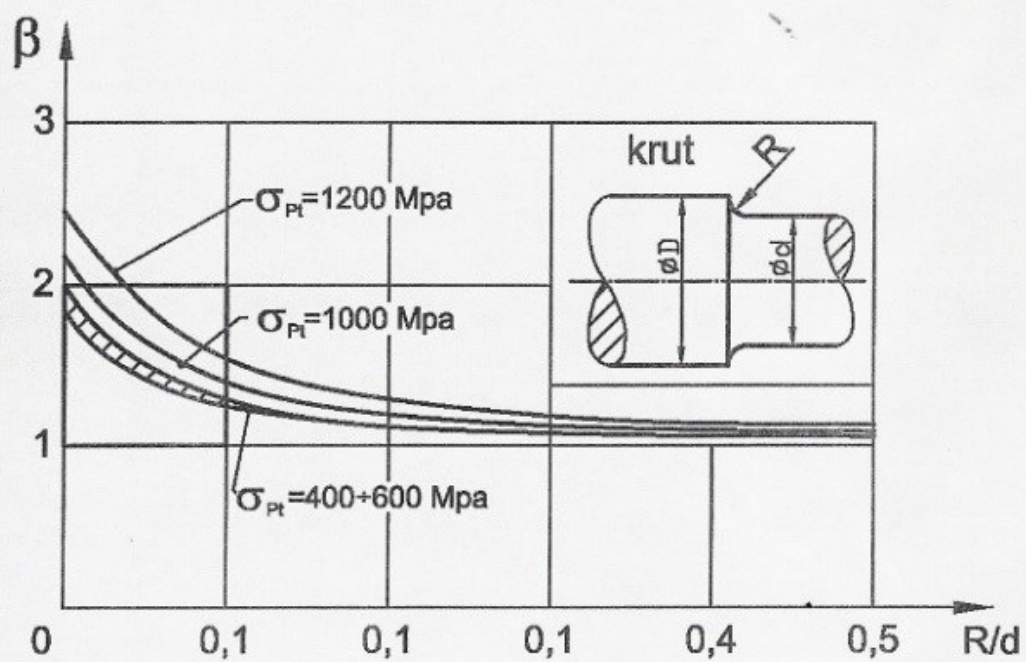
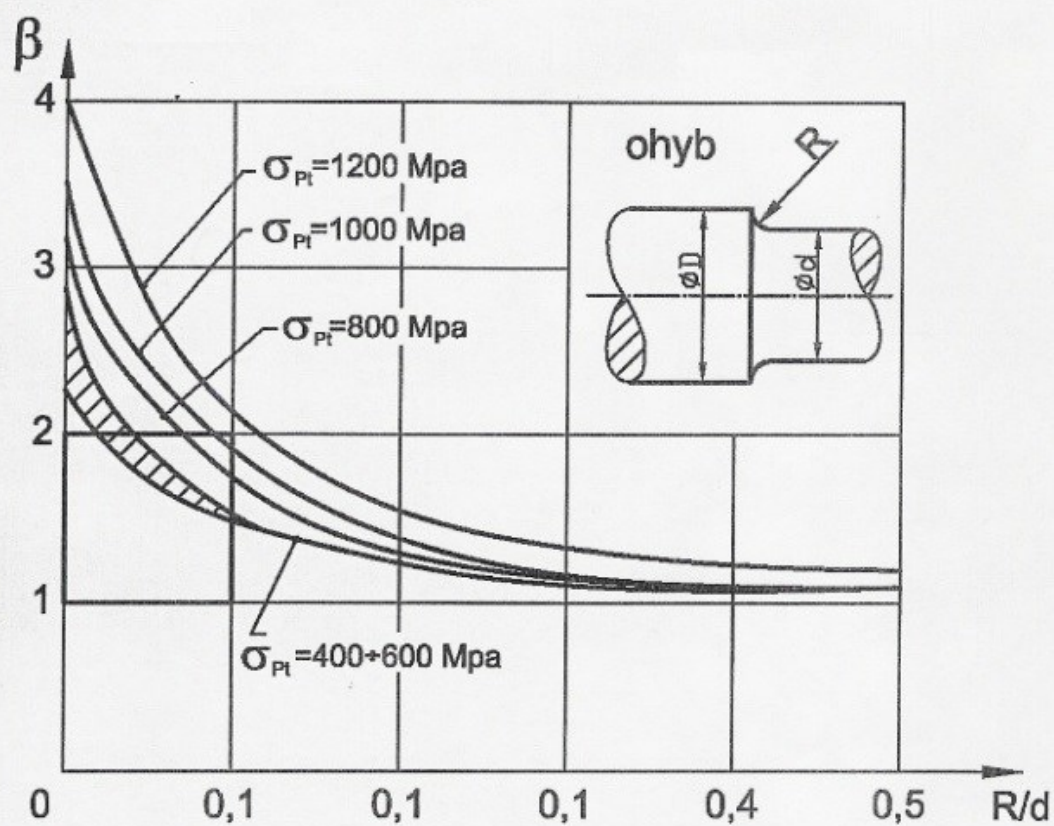


Součinitel velikosti ε_v



Vrubový součinitel

E – Použité součinitele a další údaje



Vrubový součinitel

Parametry nástroje + přepočet na poměrné hodnoty

NOM	uhel	modul	haP0	ρaP0	hfP0	ρfP0	Dan
.0254	20	7,000	10,000	2,653	8,000	1,000	140,0

$$m_n = 7 \text{ mm}$$

$$\text{uhel} = \alpha_p = \alpha_n = 20^\circ$$

$$h_{aP0} = 10 \text{ mm} \rightarrow h_{aP0}^* = 10 / 7 = 1,429 \text{ [-]}$$

$$h_f^* = h_{aP0}^* = 1,429 \text{ [-]}$$

$$\rho_{aP0} = 2,653 \text{ mm} \rightarrow \rho_{aP0}^* = 2,653/7 = 0,379 \text{ [-]}$$

$$\rho_f^* = \rho_{aP0}^* = 0,379 \text{ [-]}$$

$$c^* = \rho_f^* \cdot (1 - \sin(\text{RADIANS}(20))) =$$

$$= 0,379 \cdot 0,658 = 0,25 \text{ [-]}$$

$$h_{fP0} = 8 \text{ mm} \rightarrow h_{fP0}^* = 8 / 7 = 1,143 \text{ [-]}$$

$$\rho_{fP0} = 1 \text{ mm} \rightarrow \rho_{fP0}^* = 1 / 7 = 0,143 \text{ [-]}$$

$$h_a^* = h_{fP0} - \rho_{fP0}^* \cdot (1 - \sin(\text{RADIANS}(20))) =$$

$$= 1,143 - 0,143 \cdot 0,658 = 1,049 \text{ [-]}$$